



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PANJANG PIPA
KAPILER DAN VARIASI BEBAN PENDINGINAN
PADA SISTEM REFRIGERASI *CASCADE***

APRILIA CHOIRUL LATHIFAH FUAD
NRP. 2114 105 064

Pembimbing:
Ary Bachtiar K.P., S.T., M.T., Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016



FINAL PROJECT – TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE INFLUENCE ON
CAPILLARY TUBE AND VARIATION COOLING
LOAD OF CASCADE REFRIGERATION SYSTEM'S**

APRILIA CHOIRUL LATHIFAH FUAD
NRP. 2114 105 064

Academic Supervisor:
Ary Bachtiar K.P., S.T., M.T., Ph.D

MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY of INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE of TECHNOLOGY
SURABAYA
2016

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PANJANG PIPA
KAPILER DAN VARIASI BEBAN PENDINGINAN
PADA SISTEM REFRIGERASI CASCADE**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh :

APRILIA CHOIRUL LATHIFAH FUAD
NRP. 2114 105 064

Disetujui oleh Pembimbing & Penguji Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar K.P., ST., MT., Ph.D(Pembimbing)
NIP. 197105241997021001
2. Dr. Ir. Budi Utomo K.W., ME(Penguji 1)
NIP. 195312191981031001
3. Bambang Sudarmanta, ST., MT(Penguji 2)
NIP. 197301161997021001
4. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.....(Penguji 3)
NIP. 197104051997021001

SURABAYA

Juli, 2016

KATA PENGANTAR

Dengan memanjatkan Puja dan Puji Syukur Kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, hidayah, dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tugas Akhir dengan judul **"Studi Eksperimen Pengaruh Panjang Pipa Kapiler Dan Variasi beban Pendinginan Pada Sistem Refrigerasi Cascade"**. Sholawat dan Salam semoga tetap tercurah kepada Nabi Muhammad SAW beserta para sahabat, keluarga, dan umatnya yang selalu berusaha untuk istiqomah pada jalan dakwahnya.

Laporan Tugas Akhir ini disusun guna memenuhi persyaratan untuk menyelesaikan jenjang studi Sarjana di Jurusan Teknik Mesin FTI Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Penulis mengucapkan banyak terima kasih atas kerjasama dan dukungan dari berbagai pihak yang telah banyak membantu dalam Tugas Akhir yang penulis laksanakan. Banyak bimbingan, bantuan, dan fasilitas dari Kampus Teknik Mesin FTI-ITS maupun dari berbagai pihak sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc. Eng., Ph.D., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Dinny Harnany, ST., MT., selaku dosen wali penulis yang memberikan bimbingan, arahan, dan waktu untuk konsultasi demi kelancaran kuliah penulis.
3. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST., MT., Ph.D., selaku dosen pembimbing yang tidak henti-hentinya memberikan arahan, dukungan dan ilmu yang tak ternilai harganya sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Dr. Ir. Budi Utomo K.W., ME, Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT., Bambang Sudarmanta, ST., MT, selaku dosen penguji Sidang Tugas Akhir, terima kasih atas semua kritik, saran dan masukan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

5. Mas Erdien, Pak Minto yang telah banyak membantu sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik.
6. Bapak, Ibu dan Adik tercinta dan segenap keluarga yang senantiasa memberikan semangat, do'a, dukungan materiil, sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tugas Akhir ini.
7. Teman-teman Tugas Akhir *Cascade*, Ilman yang telah berjuang bersama menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Kepada Arnovia, Dico, Dicky, Awan Satya, Fariz, Fajri, Binar dan Fajrin, terima kasih buat bantuan, semangat dan kegembiraan yang kalian berikan.
9. Teruntuk "ND" terima kasih semua untuk waktu, semangat, motivasi dan segala bantuan disela-sela kesibukannya.
10. Teman-teman Lintas Jalur Angkatan 2011 Teknik Mesin ITS selaku teman seperjuangan penulis dalam menjalani kuliah dari awal semester hingga penulis melaksanakan Tugas Akhir, terima kasih buat sikap dan kebersamaan yang kalian berikan sehingga penulis jadi lebih kuat.
11. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu, yang telah banyak membantu dalam penyusunan Laporan Tugas Akhir ini sampai selesai.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak kekurangan. Untuk itu saran dan kritik yang sifatnya membangun sangat penulis harapkan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat menambah wawasan dan bermanfaat bagi kita semua. Terima kasih.

Surabaya, Agustus 2016
Penulis

Aprilia Choirul Lathifah Fuad

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PANJANG PIPA KAPILER DAN VARIASI BEBAN PENDINGINAN PADA SISTEM REFRIGERASI CASCADE

Nama Mahasiswa : APRILIA CHOIRUL LATHIFAH F.
NRP : 2114105064
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : ARY BACHTIAR K.P.,ST.,MT.,Ph.D.

ABSTRAK

Peningkatan kebutuhan hidup manusia di sektor sistem pendingin menyebabkan evolusi teknologi pendingin yang semakin canggih. Teknologi ini dibutuhkan untuk penyiapan bahan makanan, penyimpanan dan distribusi makanan, proses kimia yang memerlukan pendinginan, pengondisian udara untuk kenyamanan ruangan baik pada industri, perkantoran, transportasi maupun rumah tangga. Terutama pada kegiatan penelitian terhadap sampel biomedis membutuhkan cold storage yang mampu menyimpan sampel hingga temperatur -80°C . Sedangkan jika dilihat dari sistem refrigerasi yang ada seperti halnya kulkas dengan sistem refrijerasi siklus tunggal hanya mampu mencapai temperatur -40°C dengan effisiensinya yang akan semakin memburuk karena tekanan evaporasi. Sehingga untuk dapat mencapai temperatur yang lebih rendah maka digunakan sistem refrijerasi cascade, dimana sistem refrijerasi tersebut merupakan sistem refrijerasi dua tingkat yang dapat memberikan temperatur evaporator yang lebih rendah dan sistem juga beroperasi dengan rentang temperatur yang lebar. Penggunaan sistem refrigerasi ini harus memperhatikan dalam hal pemakaian zat yang mengalir dalam sistem refrijerasi yang disebut dengan refrigeran. Pemilihan refrigeran yang baik untuk sebuah alat pendingin akan semakin meningkatkan performa sistem refrijerasi itu sendiri dan dengan pemilihan refrijerasi yang ramah lingkungan akan mempengaruhi dampak terhadap

kerusakan lapisan ozon bumi dan GWP yang akan semakin berkurang.

Penelitian dilakukan dengan eksperimen pada alat sistem refrigerasi cascade dengan refrigeran Musicool-22 di High Stage dan R-407F di Low Stage. Pada sistem cascade tersebut akan terdapat perubahan pada penambahan panjang pipa kapiler yaitu 0,09m; 1,1m dan 1,3m dengan diameter 0,054in. Setelah perancangan alat selesai, dilakukan eksperimen pada sistem tersebut dengan variasi beban pendinginan menggunakan electric heater di evaporator Low Stage sebesar 0 (tanpa beban), 60, 120, 180, dan 240 Volt.

Hasil dari eksperimen ini menunjukkan dengan penggunaan panjang pipa kapiler yang berbeda didapatkan temperatur evaporator terendah $-41,64^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendinginan sebesar 28,8 Watt dan temperatur kabin terendah $-33,38^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendinginan sebesar 0 Watt (tanpa beban). Sedangkan jika ditinjau dari nilai-nilai maksimum dari performa sistem refrigerasi cascade dari ketiga panjang pipa kapiler tersebut, hasil perhitungan HRR terkecil sebesar 1,36 pada panjang pipa kapiler 1,1 m dengan beban pendinginan 0 Watt (tanpa beban), COP terbesar yaitu 2,11 pada panjang pipa kapiler 1,1 m dengan beban pendinginan 105,6 Watt (beban maksimum) dan daya keluaran kompresor terkecil yaitu 96,09 Watt pada panjang pipa kapiler 0,9 m dengan beban pendinginan 0 Watt (tanpa beban). Maka didapatkan kesimpulan bahwa dari ketiga pipa kapiler dengan beban yang sama disarankan menggunakan pipa kapiler dengan panjang 1,1 m, dikarenakan memiliki rata-rata COP terbesar yaitu 2,05 dan rata-rata daya keluaran kompresor terkecil yaitu 126,49 Watt.

Kata kunci: Musicool-22 dan R-407F, electric heater, plate heat exchanger, pipa kapiler, COP cascade

EXPERIMENTAL STUDY OF THE INFLUENCE ON CAPILLARY TUBE AND VARIATION COOLING LOAD OF CASCADE REFRIGERAATION SYSTEM'S

Name Student : APRILIA CHOIRUL LATHIFAH F.
NRP : 2114105064
Departement : Teknik Mesin FTI-ITS
Academic Supervisor : ARY BACHTIAR K.P.,ST.,MT.,Ph.D.

ABSTRAK

Increased human needs in the sector of cooling systems led to the evolution of increasingly sophisticated cooling technology. This technology is required for the preparation of foodstuffs, storage and distribution of food, the chemical process that requires refrigeration, air conditioning for the comfort of the room either in industry, offices, transport and households. Especially in research activities on biomedical samples required cold storage capable of storing samples until the temperature of -80°C . Meanwhile, if viewed from the existing refrigeration system as well as a refrigerator with a single cycle refrigeration system is only able to reach a temperature of -40°C the efficiency which would worsen due to evaporation pressure. So as to be able to achieve a lower temperature then use cascade refrigeration system, wherein the refrigeration system is a refrigeration system of two levels that can provide a lower evaporator temperature and the system also operates at a wide temperature range. The use of this refrigeration system must pay attention to in terms of use of substances flowing in the refrigeration system with a refrigerant called. The choice of refrigerant which is good for a cooling device will further improve the performance of refrigeration system itself and with the selection of environmentally friendly refrijeran will affect the impact on the earth's ozone layer damage and GWP will wane.

The research on experiment from cascade refrigerant system equipment with refrigerant Musicool-22 in High Stage and R-407F in Low Stage. At that cascade system will charge increasing capillary tube size 0,9m; 1,1m and 1,3m with diameter 0,0154 in. After redesign of equipment have done, then continue doing experiment at that system with variation cooling load usin electric heater in evaporator Low Stage 0 (without load), 60, 120, 180, and 220 volt.

The result from this experiment shown using different length of capillary tube, and it found lower temperature of evaporator $-41,64^{\circ}\text{C}$ at 1,3 m at length of capillary tube with cooling load 28,8 watt and temperature of cabin $-33,38^{\circ}\text{C}$ at length of capillary tube with cooling load 0 watt (without load). While if reviewed from maximum value from cascade refrigeration system's performance from thrid capillary tube's found of the smallest HRR is 1,36 at 1,1m length of capillary tube with cooling load 0 watt (without load), highest COP is 2,11 at 1,1 m length of cappillary tube with cooling load 96,09 Watt at 0,9 m length of capillary tube with cooling load 0 watt(without load). So we get conclusion from thrid of capillary tube with same load reccomended using 1,1 m length of capillary tube, because it has average highest COP 2,05 and average lower power of output compressor 126,49 Watt.

Keywor: Musicool-22 dan R-407F, electric heater, plate heat exchanger, capillary tube, COP cascade

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penulisan	4
1.5 Sistematika Penulisan	5
BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Dasar Teori	7
2.1.1. Sistem Refrigerasi	7
2.1.2. Sistem Refrigerasi Uap Standar Ideal	7
2.1.3. Sistem Refrigerasi Aktual	9
2.1.4. Komponen Utama Sistem Refrigerasi	10
2.1.4.1. Kompresor	10
2.1.4.2. Alat Ekspansi	11
2.1.4.3. Evaporator	13
2.1.4.4. Kondensor	14
2.1.5. Macam-Macam Refrigeran	14
2.1.6. Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	20
2.1.7. Intermediate	20
2.1.8. Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran Pada Tiap Sistem	22
2.1.8.1. Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran Pada <i>Low Stage</i>	22
2.1.8.2. Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Pada <i>High Stage</i>	28

2.1.9. Persamaan yang Digunakan Pada Sistem Refrigerasi	
<i>Cascade</i>	30
2.1.9.1. Persamaan Daya Nyata Kompresor	30
2.1.9.2. Persamaan Panas yang Dilepaskan Oleh	
Kondesor Ke Udara Sekitar Kondensor <i>High</i>	
<i>Stage</i>	31
2.1.9.3. Persamaan Kapasitas Pendinginan Pada	
Evaporator <i>Low Stage</i>	31
2.1.9.4. Persamaan Efisiensi Isentropik Kompresor <i>Low</i>	
<i>Stage</i>	32
2.1.9.5. Persamaan COP Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	32
2.1.9.6. Persamaan Rasio Pelepasan Kalor (<i>Heat</i>	
<i>Rejection Ratio</i>) (HRR) Sistem Refrigerasi	
<i>Cascade</i>	33
2.1.9.7. Pemilihan Pipa Kapiler	34
2.2. Tinjauan Pustaka	39
2.2.1. Asep Alamsyah Ramadhan (2014)	39
2.2.2. Ruben Indurain Pinnata (2015)	41

BAB III METODOLOGI

3.1. Langkah Penelitian	45
3.1.1. Perumusan Masalah	45
3.1.2. Studi Literatur	45
3.1.3. Persiapan Peralatan	45
3.1.4. Pengambilan Data	45
3.1.5. Pengolahan Data	45
3.1.6. Mengamati dan Menganalisa Hasil Perhitungan	46
3.1.7. Pengambilan Kesimpulan	46
3.2. Diagram Alir Penelitian	46
3.3. Peralatan Pengujian dan Komponen	46
3.3.1. Peralatan Pengujian	47
3.4. Prinsip Pengujian	53
3.4.1. Langkah Pengujian	54
3.5. Diagram Alir Pengambilan Data	58
3.6. Diagram Alir Perhitungan	60

BAB IV HASIL DAN ANALISA DATA

4.1 Data Hasil Pengujian	63
4.2 Contoh Perhitungan	63
4.2.1 Data Hasil Percobaan	63
4.2.1.1 Data Bacaan Alat Ukur	63
4.2.1.2 Data Pengolahan	66
4.2.1.3 Data Geometri Sistem dan Properties Fluida ...	68
4.2.2 Pengolahan Data dan Contoh Perhitungan	72
4.2.2.1 Gambar Kurva Kerja Data Pada Coolpack	72
4.2.2.2 Perhitungan Qevaporator LS (Kapasitas Refrijerasi)	74
4.2.2.3 Perhitungan Laju Massa Refrigeran Low Stage	80
4.2.2.4 Perhitungan Laju Massa Refrigeran High Stage	81
4.2.2.5 Perhitungan Daya Nyata Kompresor	81
4.2.2.6 Perhitungan Effisiensi Isentropik Kompresor ..	82
4.2.2.7 Perhitungan Rasio Pembuangan Kalor (<i>HRR</i>) ..	82
4.2.2.8 Perhitungan Koefisien Prestasi (COP)	82
4.3 Analisa Grafik dan Pembahasan	83
4.3.1 Analisa Temperatur Evaporator dan Temperatur Kabin	83
4.3.2 Analisa Laju Massa Refrijeran Low Stage dan High Stage	85
4.3.3 Analisa Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap})	87
4.3.4 Analisa Daya Aktual Kompresor High Stage	88
4.3.5 Analisa Rasio Pembuangan Panas (<i>HRR</i>) Cascade ..	89
4.3.6 Analisa Koeffisien Prestasi (COP)	91
4.4 Analisa P-h Diagram dan Pembahasan	93
4.4.1 Analisa P-h Diagram Low Stage	93
4.4.2 Analisa P-h Diagram High Stage	95

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	97
5.2 Saran	98

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

101

(Halaman Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Komponen-Komponen Sistem Refrigerasi	
Uap Standard Ideal	8
Gambar 2.2 T-s dan P-h Diagram Siklus Kompresi	
Uap Standard Ideal	9
Gambar 2.3 Daur Kompresi Uap Nyata Dibandingkan Dengan	
Daur Standar	9
Gambar 2.4 Jenis Kompresor Hematik Torak (<i>Reciprocating</i>)	11
Gambar 2.5 Jenis Kompresor Hermetik Putar (<i>Rotary</i>)	11
Gambar 2.6 Pipa Kapiler (<i>Capillary Tube</i>)	12
Gambar 2.7 Kontruksi <i>Thermostatic Expansion Valve</i> (TXV)	13
Gambar 2.8 Evaporator	13
Gambar 2.9 Kondensor Pendingin Udara Koil Bersirip Plat ..	14
Gambar 2.10 Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> dan P-h Diagram ..	20
Gambar 2.11 <i>Plate Heat Exchanger</i>	21
Gambar 2.12 Sirkulasi Refrigeran Pada <i>Plate</i>	
<i>Heat Exchanger</i>	21
Gambar 2.13 Skema Arah Aliran dan Titik-titik Pengukuran	
Pada <i>Intermediate</i>	28
Gambar 2.14 P-h Diagram Untuk Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	30
Gambar 2.15 Grafik Temperatur Evaporator LS dan Kabin = f	
(Beban Pendinginan <i>Heater</i>)	39
Gambar 2.16 Grafik Kapasitas Pendinginan Q_{evap} Dengan f	
(Beban Pendinginan <i>Heater</i>)	40
Gambar 2.17 Grafik COP Dengan f (Beban Pendinginan <i>Heater</i>)	
.....	40
Gambar 2.18 Grafik COP Dengan Beban Pendinginan	41
Gambar 2.19 Grafik Temperatur Evaporator	
Dengan Beban Pendinginan	42
Gambar 2.20 Grafik Temperatur Kabin	
Dengan Beban Pendinginan	42
Gambar 3.1 Gambar Diagram alir Penelitian	46
Gambar 3.2 Skema Peralatan Sistem Pendingin <i>Cascade</i>	47
Gambar 3.3 (a) Kompresor <i>Low Stage</i> dan (b) Kompresor	

<i>High Stage</i> Sistem Refrigerasi Cascade	48
Gambar 3.4 Kondensor <i>High Stage</i>	48
Gambar 3.5 Pipa Kapiler Dibagian <i>High Stage</i>	49
Gambar 3.6 Katup Ekspansi Termostatis (TXV) Di Bagian <i>Low Stage</i>	49
Gambar 3.7 <i>Filter Dryer</i>	49
Gambar 3.8 <i>Box</i> Pendingin Berada Di Bagian <i>Low Stage</i>	50
Gambar 3.9 <i>Fan</i> Dan <i>Ducting</i> Pengeluaran Kalor Kondensor <i>High Stage</i>	51
Gambar 3.10 <i>Liquid Receiver</i> Yang Digunakan Pada (a) <i>Low Stage</i> dan (b) <i>High Stage</i>	52
Gambar 3.11 Foto Kabin Dengan Beban Berupa <i>Electric Heater</i>	53
Gambar 3.12 Rancangan Percobaan	53
Gambar 3.13 Diagram Alir Pengambilan Data (1)	58
Gambar 3.14 Diagram Alir Pengambilan Data (2)	59
Gambar 3.15 Flowchart Perhitungan Eksperimen (1)	60
Gambar 3.16 Flowchart Perhitungan Eksperimen (2)	61
Gambar 3.17 Flowchart Perhitungan Eksperimen (3)	62
Gambar 4.1 Dimensi <i>Refrigerator Box</i>	68
Gambar 4.2 Material Penyusun Sisi <i>Refrigerator Box</i>	69
Gambar 4.3 Aplikasi Coolpack	72
Gambar 4.4 Pemilihan Refrijeran Yang Akan Digunakan Pada Software Coolpack	73
Gambar 4.5 Grafik Temperatur Evaporator VS Beban Pendinginan	83
Gambar 4.6 Grafik Temperatur Kabin VS Beban Pendinginan	83
Gambar 4.7 Grafik Laju Massa R-407F VS Beban Pendinginan	85
Gambar 4.8 Grafik Laju Massa MC-22 VS Beban Pendinginan	85
Gambar 4.9 Grafik Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) VS Beban Pendinginan	87
Gambar 4.10 Grafik Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) <i>High Stage</i>	

VS Beban Pendinginan	87
Gambar 4.11 Grafik Daya Nyata Kompresor	
VS Beban Pendinginan	88
Gambar 4.12 Grafik Rasio Pembuangan Kalor (HRR)	
VS Beban Pendinginan	89
Gambar 4.13 Grafik COP Cascade VS Beban Pendinginan ...	91
Gambar 4.14 Grafik COP High Stage VS Beban Pendinginan	91
Gambar 4.15 Hasil Gambar Kurva Kerja Sistem <i>Low Stage</i>	
Dengan Software Coolpack	93
Gambar 4.16 Hasil Gambar Kurva Kerja Sistem <i>High Stage</i>	
Dengan Software Coolpack	95

(Halaman Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan Sifat Fisika & Termodinamika Musicool-22 (MC-22) & Freon R-22	17
Tabel 2.2 Perbandingan Termodinamika R-407F & R-404a ..	18
Tabel 2.3 Konversi Daya Elektrik <i>Fan</i> Ke Panas Yang Dihasilkan Oleh <i>Fan</i>	23
Tabel 2.4 Tabel Rekomendasi Panjang dan <i>Inside Diameter</i> (ID) Pipa Kapiler	35
Tabel 2.5 Tabel Rekomendasi Konversi Panjang Dan <i>Inside Diameter</i> (I.D) Pipa Kapiler	36
Tabel 4.1 Tabel Data Tekanan Absolut [psi] Pada <i>Low Stage</i>	64
Tabel 4.2 Tabel Data Temperatur [°C] Pada <i>Low Stage</i>	64
Tabel 4.3 Tabel Data Tekanan Absolut [psi] Pada <i>High Stage</i>	65
Tabel 4.4 Tabel Data Temperatur [°C] Pada <i>High Stage</i>	65
Tabel 4.5 Tabel Data Sistem	66
Tabel 4.6 Tabel Data Lingkungan	66
Tabel 4.7 Tabel Data Lainnya	66
Tabel 4.8 Tabel Data Konversi Tekanan [bar]	67
Tabel 4.9 Tabel Data Entalpi Refrigeran $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	67
Tabel 4.10 Nilai Konduktivitas Termal dan Tebal Material Penyusun <i>Refrigerator Box</i>	69
Tabel 4.11 Tabel Data Pada Udara Dalam (<i>Forced Convection</i>).....	70
Tabel 4.12 Tabel Data Pada Udara Luar (<i>Free Convection</i>)...	71
Tabel 4.13 Tabel Data Genetron Performax-LT (R-407F).....	71
Tabel 4.14 Tabel Properties Termodinamika R-407F	74
Tabel 4.15 Tabel Data Kurva Kerja	74

(Halaman Sengaja Dikosongkan)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Peningkatan kebutuhan hidup manusia yang semakin tinggi menyebabkan manusia meningkatkan kualitas hidupnya. Peningkatan tersebut terjadi didalam berbagai macam sektor salah satunya adalah sistem pendingin. Peningkatan di sektor tersebut menyebabkan evolusi teknologi pendingin yang semakin canggih. Teknologi mesin pendingin saat ini sangat mempengaruhi kehidupan dunia modern, tidak hanya terbatas untuk peningkatan kualitas dan kenyamanan hidup, namun juga sudah menyentuh hal-hal esensial penunjang kehidupan manusia (Arora, 2001). Teknologi ini dibutuhkan untuk penyiapan bahan makanan, penyimpanan dan distribusi makanan, proses kimia yang memerlukan pendinginan, pengondisian udara untuk kenyamanan ruangan baik pada industri, perkantoran, transportasi maupun rumah tangga.

Mesin refrigerasi pada saat ini telah menjadi kebutuhan dasar bagi masyarakat baik di perkotaan maupun di pedesaan, karena fungsi utamanya yang sangat penting. Terutama pada kegiatan penelitian terhadap sampel biomedis membutuhkan *cold storage* yang mampu menyimpan sampel hingga temperatur -80°C . Sedangkan jika dilihat dari sistem refrigerasi yang ada seperti halnya kulkas dengan sistem refrijerasi siklus tunggal hanya mampu mencapai temperatur -40°C dengan effisiensinya yang akan semakin memburuk karena tekanan evaporasi. Sehingga untuk dapat mencapai temperatur yang lebih rendah maka digunakan sistem refrijerasi cascade. Penggunaan sistem refrigerasi ini harus memperhatikan dalam hal pemakaian zat yang mengalir dalam sistem refrijerasi yang disebut dengan refrigeran. Pemilihan refrigeran yang baik untuk sebuah alat pendingin akan semakin meningkatkan performa sistem refrijerasi itu sendiri dan dengan pemilihan refrijeran yang ramah lingkungan akan

mempengaruhi dampak terhadap kerusakan lapisan ozon bumi dan GWP yang akan semakin berkurang.

Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sistem refrigerasi uap standar. Dua sistem refrigerasi uap standar ini dihubungkan oleh penukar kalor *cascade* di mana kalor yang dilepaskan kondensor di sirkuit temperatur rendah diserap oleh evaporator dari sirkuit temperatur tinggi. Kedua sistem refrijerasi uap pada sistem refrijerasi cascade baik *high stage* maupun *cold storage* terdiri dari komponen yang sama yaitu terdiri dari dua buah kompresor, satu buah evaporator *low stage*, satu buah kondensor *high stage*, dua buah katup ekspansi dan satu buah *heat exchanger*. Perbedaan dari dua sisi (*high stage* dan *low stage*) adalah dari penggunaan refrijeran yang bekerja. Pada sisi *high stage* menggunakan refrijeran dengan suhu menengah-tinggi sedangkan pada sisi *low stage* menggunakan refrijeran dengan suhu menengah-rendah.

Penelitian sebelumnya telah dilakukan oleh Asep Alamsyah Ramadan, menggunakan refrigeran hidrokarbon *Musicool-22* di *High Stage* dan R-404a di *Low Stage* dengan menggunakan *intermediate* tipe *plate heat exchanger* sebagai penukar kalornya. Penelitian tersebut dilakukan dengan memvariasikan beban pendinginan di evaporator *Low Stage* sehingga didapatkan temperatur di evaporator terendah sebesar $-38,3^{\circ}\text{C}$ dan *effectiveness* tertinggi saat beban 0 yaitu mencapai 94,143% dan semakin turun nilai *effective*-nya seiring dengan bertambahnya nilai pendinginan.

Pada penelitian kali ini akan menggunakan refrigeran *Musicool-22* di *High Stage* sebagai pengganti R-22 dikarenakan MC-22 lebih ramah lingkungan dan lebih hemat energi. MC-22 sendiri terbentuk dari 95% propane dan 5% butane, sehingga tidak mengandung unsur kimia yang dapat menyebabkan kerusakan ozon dan sedikit mengandung unsur kimia yang dapat menyebabkan pemanasan global. Sedangkan pada *Low Stage* akan menggunakan R-407F sebagai pengganti R-404A. Berdasarkan peraturan Uni-Eropa pada tahun 2020 penggunaan R-404A akan

dilarang. R-407F memiliki titik didih lebih rendah dibandingkan dengan MC-22. R-407F terbentuk dari 20% R-32, 40% R-125 dan 40% R-134a. Karakteristik R-407F sendiri tidak merusak ozon dan memiliki nilai GWP yang lebih rendah dibandingkan dengan R-404A. Sehingga diharapkan sistem ini akan tetap digunakan pada waktu yang lebih lama dengan menggunakan refrijeran yang memenuhi standar dan lebih ramah lingkungan.

Untuk menganalisa performa sistem refrijerasi *Cascade*, maka penulis akan menggunakan variasi panjang pipa kapiler berdiameter 0,054 inch dengan variasi panjang 0,9 meter; 1,1 meter dan 1,3 meter pada *High Stage* dan di *Low Stage* dengan variasi beban pendinginan 0, 60, 120, 180 dan 240 Volt menggunakan *electric heater* di evaporator *Low Stage*. Maka kemudian diharapkan dapat mengetahui bagaimana performa pada sistem refrigerasi *cascade*, yang mana dapat diketahui panjang pipa kapiler yang memiliki hasil performa paling baik.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan penjelasan latar belakang diatas, maka perumusan masalah pada eksperimental kali ini adalah :

1. Bagaimana menganalisa kinerja sistem refrijerasi *Cascade* berupa Temperatur evaporator (T_{evap}), Temperatur kabin, Panas yang diserap evaporator (Q_{evap}), *Coefficient of Performance* (COP) dan *Heat Rejection Ratio* (HRR) dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) dengan refrijeran R-407F pada *Low Stage* dan penggunaan pipa kapiler dengan refrijeran MC-22 pada *High Stage*?
2. Bagaimana menganalisa efisiensi isentropis dan daya keluaran kompresor *High Stage*, panas yang diserap evaporator (Q_{evap}) pada *High Stage*, dan laju massa refrijeran *High Stage* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) dengan refrijeran R-407F pada *Low Stage* dan penggunaan pipa kapiler dengan refrijeran MC-22 pada *High Stage*?

1.3 Batasan Masalah

Untuk menghindari luasnya permasalahan yang ada pada penulisan maka penulis membatasi ruang lingkup dari pembahasan hanya pada:

1. Refrigeran yang digunakan adalah *Musicool-22* pada *High Stage* dan R-407F pada *Low Stage*.
2. Pengujian alat dilakukan hanya pada kondisi *steady state*.
3. Energi kinetik dan Energi potensial diabaikan.
4. Variasi beban pendinginan berupa panas yang bersumber dari *electric heater* dengan tegangan 0 (tanpa beban), 60, 120, 180 dan 240 Volt dengan kecepatan kondensor *fan* maksimum.
5. Penelitian dilakukan di lab Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara Teknik Mesin ITS.
6. Sistem ekspansi TXV pada *Low Stage* dan pipa kapiler pada *High Stage*.
7. Kompresor yang digunakan adalah jenis *hermetic reciprocating* pada *Low Stage* dan *hermetic rotary* pada *High Stage* dengan masing-masing berdaya 1 PK.
8. Analisa *Musicool-22* menggunakan properties termodinamika dari R-290 karena dianggap sama.
9. Analisa R-407F menggunakan properties refrigerant R-407A karena danya keterbatasan data yang tersedia. Kedua refrigeran tersebut memiliki komposisi yang sama dimana hanya berbeda produsen, R-407A diproduksi oleh Dupont sementara R-407F diproduksi oleh Honeywell.
10. Laju aliran massa refrigeran di *High Stage* dihitung berdasarkan kesetimbangan energi di kondensor *High Stage* dan laju aliran massa refrigeran di *Low Stage* dihitung berdasarkan kesetimbangan energi di *cascade heat exchanger* yang bersifat adiabatik.

1.4 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari studi ekperimental ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk menganalisa kinerja sistem refrijerasi *Cascade* berupa Temperatur evaporator (T_{evap}), Temperatur kabin, Panas yang diserap evaporator (Q_{evap}), *Coefficient of Performance* (COP) dan *Heat Rejection Ratio* (HRR) dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) dengan refrijeran R-407F pada *Low Stage* dan penggunaan pipa kapiler dengan refrijeran MC-22 pada *High Stage*.
2. Untuk menganalisa efisiensi isentropis dan daya keluaran kompresor *High Stage*, panas yang diserap evaporator (Q_{evap}) pada *High Stage*, dan laju massa refrijeran *High Stage* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) dengan refrijeran R-407F pada *Low Stage* dan penggunaan pipa kapiler dengan refrijeran MC-22 pada *High Stage*.

1.5 Sistematika Penulisan

Untuk mempermudah dalam penulisan laporan Tugas Akhir maka disusun sistematika penulisan sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi latar belakang masalah, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika penulisan laporan.

BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini berisi mengenai teori-teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum dan khususnya mengenai sistem refrijerasi *cascade*.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini menerangkan tentang semua hal yang berhubungan dengan penelitian yang akan dilakukan, yaitu peralatan penelitian, metode penelitian dan langkah kerja yang digunakan.

BAB IV HASIL DAN ANALISA DATA

Pada bab ini berisi hasil yang diperoleh dari proses pengujian, serta analisa data seperti hasil perbandingan Temperatur evaporator (T_{evap}), Temperatur kabin, Panas yang diserap

evaporator (Q_{evap}), *Coefficient of Performance* (COP), *Heat Rejection Ratio* (HRR) dengan penggunaan pipa kapiler pada *High Stage*.

BAB V PENUTUP

Pada bab ini berisi kesimpulan yang diambil dari hasil analisa penelitian dan saran-saran.

BAB II

DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Sistem Refrigerasi

Refrigerasi merupakan proses penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur tinggi dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu yang memiliki temperatur lebih rendah serta menjaga kondisi tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan. Sedangkan sistem refrigerasi adalah kombinasi komponen, peralatan, dan perpipaan yang dihubungkan dalam suatu urutan tertentu untuk menghasilkan efek pendinginan sehingga dapat menjadikan kondisi temperatur suatu ruangan berada di bawah temperatur semula (menjadikan temperatur di bawah temperatur siklus). Dalam siklus sistem refrigerasi terdiri dari dua siklus sistem refrigerasi yaitu siklus refrigerasi tunggal-ideal dan siklus refrigerasi *cascade*.

Sistem refrigerasi secara garis besar dapat diklasifikasikan menjadi beberapa sistem refrigerasi, diantaranya yaitu :

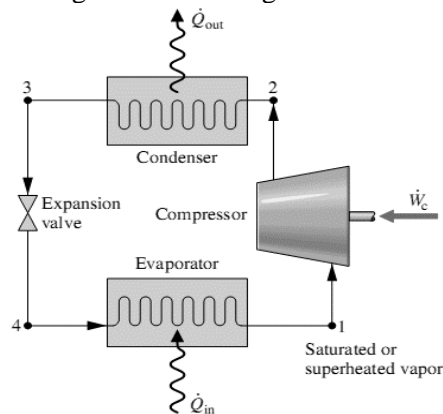
1. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap,
2. Sistem Refrigerasi Absorpsi,
3. Sistem Refrigerasi Ekspansi Gas,
4. Sistem Refrigerasi Termoelektrik,
5. Sistem Refrigerasi *Magnetic*.

Pada studi eksperimental ini akan digunakan sistem refrigerasi kompresi uap, sehingga bahasan selanjutnya akan terfokus pada sistem refrigerasi kompresi uap saja.

2.1.2. Sistem Refrigerasi Uap Standar Ideal

Siklus kompresi uap adalah sistem dimana fluida kerja mengalami proses penguapan dan pengembunan, serta proses kompresi dan ekspansi secara terus-menerus. Siklus kompresi uap

standar yang diaplikasikan pada sistem pendinginan udara standar terdiri dari empat komponen utama, komponen-komponen tersebut bekerja secara bersama-sama membentuk suatu proses yang berulang (siklus) dengan refrigeran sebagai media yang digerakkan. Empat komponen penting tersebut yaitu alat kompresi, alat ekspansi dan dua alat pemindah panas; pertama, evaporator yang digunakan untuk menghisap kalor dari sistem dan yang kedua yaitu kondensor yang digunakan untuk membuang panas ke lingkungan. Siklus kompresi uap standar pada sistem pendinginan udara standar bisa digambarkan sebagai berikut :



Gambar 2.1 Komponen-komponen Sistem Refrigerasi Uap Standard Ideal

Proses-proses yang membentuk daur kompresi uap standard adalah sebagai berikut :

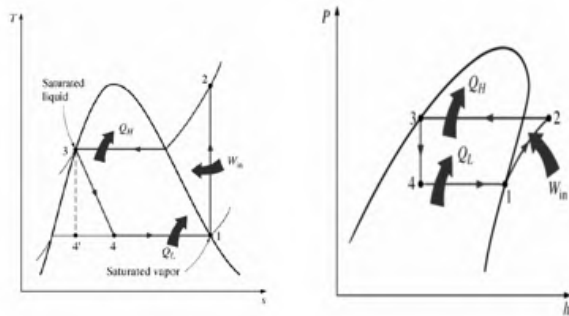
Proses 1-2 : Kompresi adiabatik dan reversibel, dari uap jenuh menuju tekanan kondensor.

Proses 2-3 : Pelepasan kalor reversibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigeran.

Proses 3-4 : Ekspansi tidak reversibel pada entalpi konstan, dari cairan jenuh menuju tekanan evaporator.

Proses 4-1 : Penambahan kalor reversibel pada tekanan tetap, yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh.

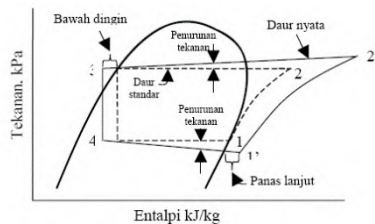
Berikut ini merupakan bentuk T-s dan P-h diagram dari daur kompresi uap standar ideal:



Gambar 2.2 T-s dan P-h Diagram Siklus Kompresi Uap Standard Ideal

2.1.3. Sistem Refrigerasi Aktual

Perbedaan penting antara daur nyata (aktual) dan standar (ideal) terletak pada penurunan tekanan di dalam kondensor dan evaporator, dalam kondisi subcooling cairan yang meninggalkan kondensor, dan dalam pemanasan lanjut uap yang meninggalkan evaporator, hal tersebut dapat dilihat dalam gambar 2.3 berikut:



Gambar 2.3 Daer Kompresi Uap Nyata Dibandingkan Dengan Daer Standar

Dari gambar 2.3 tersebut terlihat bahwa siklus ideal tidak mengalami penurunan tekanan pada kondensor dan evaporator, sedangkan pada siklus aktual terjadi penurunan tekanan hal ini di akibatkan karena adanya kerugian berupa gesekan. Akibat adanya penurunan ini mengakibatkan kompresi yang terjadi antara titik 1-2 memerlukan kerja yang lebih di bandingkan daur standard. Maka daur kompresi uap nyata (aktual) mengalami pengurangan efisiensi dibandingkan dengan daur standar (ideal).

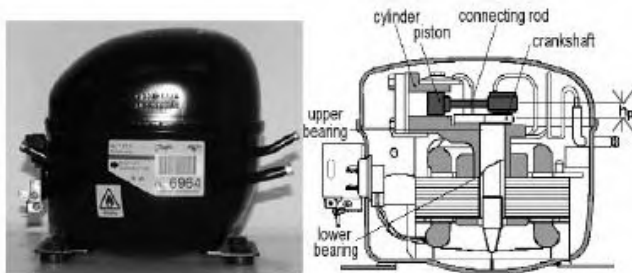
2.1.4. Komponen Utama Sistem Refrigerasi

Secara umum sistem pendinginan udara atau sistem refrigerasi mempunyai empat komponen utama yang berfungsi untuk mensirkulasikan refrigeran secara terus-menerus. Komponen-komponen tersebut adalah sebagai berikut :

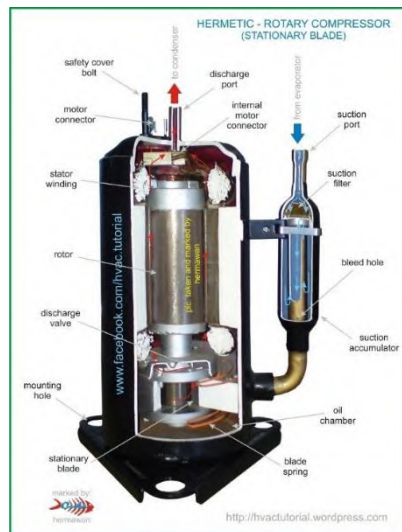
2.1.4.1. Kompresor

Kompresor pada sistem refrigerasi ini digunakan untuk memompa refrigeran agar tetap bersirkulasi di dalam sistem. Fungsi dari kompresor adalah untuk menaikkan tekanan dari uap refrigeran sehingga tekanan pada kondensor lebih tinggi dari evaporator yang menyebabkan kenaikan temperatur dari refrigeran. Kompresor bekerja secara *isentropic*, tidak ada energi panas yang keluar ataupun masuk masuk.

Kompresor yang digunakan pada eksperimen sistem refrigerasi *cascade* kali ini adalah dengan jenis *hermetic*. Pada *High Stage* digunakan kompresor *hermetic rotary* sedangkan pada *Low Stage* menggunakan kompresor *hermetic reciprocating*. Kompresor *hermatic* sendiri mempunyai motor penggerak yang berada didalam satu rumah atau satu tempat dengan kompresor, motor penggerak memutar poros kompresor hingga jumlah putaran kompresor sama dengan jumlah putaran motor penggerak.



Gambar 2.4 Jenis Kompresor Hermetik Torak (*Reciprocating*)



Gambar 2.5 Jenis Kompresor Hermetik Putar (*Rotary*)

2.1.4.2. Alat Ekspansi

Alat ekspansi (*Expansion Device*) pada sistem refrigerasi merupakan suatu komponen yang tempatnya berada diantara sisi tekanan tinggi dan sisi tekanan rendah. Alat ekspansi

ini berfungsi untuk menurunkan tekanan dan mengatur jumlah aliran refrigeran cair yang mengalir melalui proses ekspansi sesuai dengan kebutuhan evaporator.

1. Pipa Kapiler (*Capillary Tube*)

Panjang dan lubang pipa kapiler dapat mengontrol jumlah refrigeran yang mengalir ke evaporator. Fungsinya adalah untuk menurunkan tekanan dan mengatur jumlah refrigeran yang menuju evaporator. Ciri khusus dari sistem yang menggunakan pipa kapiler adalah jumlah refrigeran didalam suatu sistem dibatasi, maka *liquid receiver* dan akumulator harus diisolir dari aliran. Pengisian refrigeran harus dilakukan secara bertahap, apabila isi refrigeran tetap cukup, maka refrigeran pada saat meninggalkan evaporator telah berubah menjadi uap jenuh. Hal ini ditandai dengan terbentuknya salju pada permukaan evaporator.

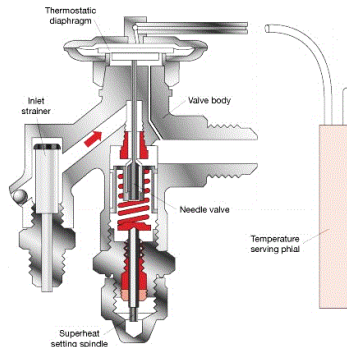


Gambar 2.6 Pipa Kapiler (*Capillary Tube*)

2. Katup Ekspansi Thermostatis (*Thermostatic Expansion Valve*)

Thermostatic Expansion Valve (TXV) adalah suatu alat yang secara otomatis mengukur jumlah aliran refrigeran cair yang masuk ke evaporator, dengan mempertahankan gas panas lanjut pada akhir evaporator seperti yang telah direncanakan. Karena tekanan di evaporator rendah, maka sebagian refrigerant cair ketika melalui keran ekspansi masuk ke dalam evaporator fasanya berubah dari cair menjadi gas dingin. Kapasitas TXV harus tepat

dikarenakan apabila kapasitas terlalu besar maka dapat menyebabkan kontrol yang tidak menentu. Kapasitas yang terlalu kecil dapat menjadikan kapasitas dari sistem berkurang.



Gambar 2.7 Kontruksi *Thermostatic Expansion Valve* (TXV)

2.1.4.3. Evaporator

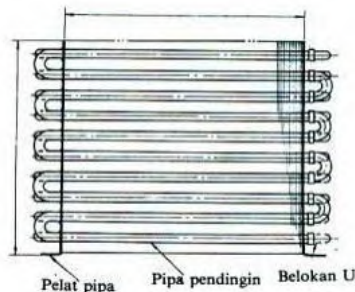
Fungsi dari evaporator adalah untuk menyerap panas dari udara atau benda di dalam ruangan yang didinginkan. Panas tersebut diserap dan dialirkan melalui *heat exchanger* kemudian dipindahkan ke refrigeran. Pada saat refrigeran menyerap panas, maka entalpi refrigeran akan meningkat. Semakin banyak kenaikan entalpi pada refrigeran selama di evaporator maka semakin baik pula kinerja perangkat pendinginan udara yang terpasang.



Gambar 2.8 Evaporator

2.1.4.4. Kondensor

Kondensor seperti namanya adalah alat untuk membuat kondensasi refrigeran gas dari kompresor dengan suhu tinggi dan tekanan tinggi. Refrigeran di dalam kondensor dapat mengeluarkan kalor yang diserap dari evaporator dan panas yang ditambahkan oleh kompresor. Kondensor ditempatkan antara kompresor dan alat ekspansi, jadi pada sisi tekanan tinggi dari sistem. Kondensor berfungsi untuk membuang kalor keluar ruangan dari media yang sedang didinginkan atau dengan kata lain membuang panas (*heat rejection*) dari dalam sistem ke luar sistem, dan mengubah fasa refrigeran dari gas menjadi cair (terkondensasi).



Gambar 2.9 Kondensor Pendingin Udara Koil Bersirip Plat

2.1.5. Macam-Macam Refrigeran

Refrigeran atau bahan pendingin adalah suatu zat yang mudah dirubah bentuknya dari gas menjadi cair atau sebaliknya, dan juga sebagai media pemindah panas dari evaporator kemudian di pindah ke kondensor. Dalam pemilihan refrigeran, sifat refrigeran yang penting antara lain sifat termodinamika, kimia, dan fisik. Sifat termodinamika yang penting antara lain titik didih, tekanan penguapan dan pengembunan, tekanan dan suhu kritis, titik beku, volume uap, COP, tenaga per ton refrigerasi. Sifat kimia berhubungan dengan reaksi refrigeran terhadap keadaan sekitar, antara lain tidak mudah terbakar, tidak beracun, tidak bereaksi dengan air, minyak dan bahan konstruksi. Sedangkan sifat fisik

refrigeran berhubungan dengan bahan itu sendiri, antara lain konduktivitas dan kekentalan.

1) Senyawa Halokarbon

Kelompok senyawa ini adalah refrigeran yang mengandung satu atau lebih dari ketiga unsur halogen, yaitu klorine, fluorine, dan bromine. Refrigeran halokarbon merupakan hasil sintetik oleh manusia, contohnya adalah R-11, R-12, R-134a, R-22 dan lain-lain. Refrigeran haokarbon yang mengandung unsur chlor dapat menyebabkan kerusakan ozon, sedangkan yang mengandung unsur fluorine dapat menyebabkan pemanasan global.

2) HCFC (Hydrogen, Chlorine, Fluorine Carbon)

Memiliki unsur penyusun utama yang mirip dengan CFC namun untuk menurunkan tingkat ancaman terhadap ozon, maka klorin dikurangi dan diganti dengan hidrogen. HCFC lebih ramah lingkungan jika dibandingkan dengan CFC namun tetap memiliki sifat tidak beracun dan tidak mudah terbakar. Contoh refrigeran HCFC adalah R-22 yang umum dipakai pada *split air conditioner* di Indonesia.

3) CFC (Chlorine, Fluorine, Carbon)

Merupakan senyawa yang mengandung karbon, klorin dan florin, tidak mengandung hidrogen. Refrigeran jenis ini tidak beracun dan tidak mudah terbakar, mengandung klorin dengan jumlah yang banyak sehingga dapat mengancam lapisan ozon. Refrigeran jenis ini telah dilarang hampir diseluruh negara, dengan alasan dapat mengancam lingkungan. Contoh refrigeran jenis CFC adalah R-11 dan R-12 (freon).

4) HFC (Hydrogene, Fluorine, Carbon)

HFC tidak mengandung klorin seperti pada refrigeran kebanyakan. HFC mengandung hidrogen, florin dan karbon sebagai unsur penyusun utamanya sehingga lebih ramah lingkungan dan tidak merusak ozon. HFC kini mulai dipopulerkan dan banyak dipakai pada alat pendingin, khususnya untuk pendingin yang terbuka seperti pembekuan ulang lapangan es. Contoh refrigeran HFC adalah R-404a.

Eksperimen sistem refrijerasi *cascade* kali ini menggunakan refrijeran MC-22 pada *High Stage* dan R-407F pada *Low Stage*. Musicool-22 adalah jenis dari musicool yang digunakan untuk menggantikan pemakaian R-22. Musicool adalah refrijeran dengan bahan dasar hidrokarbon alam dan termasuk dalam kelompok refrijeran ramah lingkungan, dirancang sebagai alternatif pengganti refrijeran sintetik kelompok halokarbon. Sedangkan untuk penggunaan R-407F untuk menggantikan R-404a dimana pada tahun 2020 penggunaannya akan dilarang dikarenakan memiliki GWP yang sangat tinggi.

Pemilihan refrijeran pada sistem *cascade* adalah pada *high stage* dengan penggunaan refrijeran suhu menengah-tinggi dan pada *low stage* dengan refrijeran suhu menengah-rendah. Refrijeran R-22 adalah refrijeran dengan karakteristik suhu rendah-menengah-tinggi dan refrijeran R-407F adalah refrijeran dengan karakteristik suhu menengah-rendah. Pada tabel 2.1 dan tabel 2.2, ketika membandingkan titik didih maka R-407F memiliki titik didih lebih rendah dibandingkan dengan MC-22. Sistem refrijerasi *cascade* menginginkan temperatur evaporator paling rendah dengan rentang temperatur yang lebar. Jika dilihat dari temperatur kritis maka MC-22 akan lebih cepat untuk menyelesaikan proses kondensasi dan ketika dilihat dari tekanan kritis maka MC-22 akan lebih cepat untuk melakukan proses kondensasi dengan tekanan yang lebih rendah dibandingkan dengan R-407F.

Dari karakteristik masing-masing refrijeran maka dapat disimpulkan bahwa refrijeran MC-22 sebagai alternatif pengganti R-22 pada *high stage* dan refrijeran R-407F sebagai pengganti R-404A yang lebih ramah lingkungan pada *low stage*.

Tabel 2.1 Perbandingan Sifat Fisika & Thermodinamika Musicool-22 (MC-22) & Freon R-22

NO	PARAMETER	MC-22	R-22
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pada 37,8° C, Kj/Kg.K	2,909	1,325
2	Panas Jenis Uap Jenuh pada 37,8° C, Kj/Kg.K	2,238	0,9736
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pada 37,8° C, W/m.K	0,0868	0,0778
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pada 37,8° C, W/m.K	0,0211	0,0128
5	Kerapatan Cairan Jenuh pada 37,8° C, (kg/m ³)	471,30	1.138,0
6	Kerapatan Cairan Jenuh pada 37,8° C, (kg/m ³)	28,53	62,46
7	Kerapatan Uap Jenuh pada 37,8° C, (kg/m ³)	2,412	4,705
8	Viskositas Cairan Jenuh pada 37,8° C, (uPa-s)	84,58	143,10
9	Viskositas Uap Jenuh pada 37,8° C, (uPa-s)	9,263	13,39
10	Titik Didih, NBP (°C)	-42,05	-40,80
11	Temperatur Kritis (°C)	96,77	96
12	Tekanan Kritis (bar(a))	42,5	49,9
13	<i>Ozone Depletion Potential</i> (ODP)	0	0,055
14	<i>Global Warming Potential</i> (GWP)	<3	2,6

Dari tabel 2.1 diatas apabila dilihat dari data nomer 1 hingga nomer 4 maka MC-22 > R-22 dimana MC-22 memiliki efek refrigerasi lebih baik. Apabila dilihat dari data nomer 5 hingga nomer 9 maka MC-22 < R-22 dimana MC-22 memiliki pemakaian energi yang lebih kecil dan memiliki kinerja kompresor yang lebih ringan dibandingkan dengan R-22. Apabila dilihat dari data nomer 10 maka MC-22 > R-22 dimana MC-22 memiliki titik didih lebih rendah sehingga lebih cepat untuk melakukan proses penguapan dibandingkan dengan R-22. Apabila dilihat dari data nomer 11 dan 12 maka MC-22 < R-22 dimana MC-22 memiliki tekanan kritis lebih rendah dengan temperatur kritis yang relatif sama sehingga tidak membutuhkan tekanan yang tinggi untuk melakukan proses kondensasi dibandingkan dengan R-22. Sedangkan jika dilihat dari data nomer 13 dan 14 maka MC-22 < R-22 sehingga MC-22 lebih ramah lingkungan dibandingkan dengan R-22.

Tabel 2.2 Perbandingan Thermodinamika R-407F & R-404a

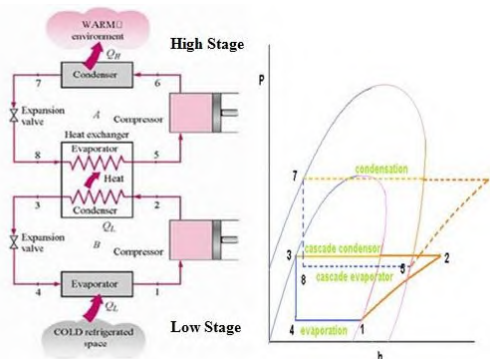
NO	PARAMETER	R-407F	R-404a
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pada 25° C, Kj/Kg.K	1,57	1,54
2	Panas Jenis Uap Jenuh pada 25° C, Kj/Kg.K	1,18	0,8773
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pada 25° C, w/m.K	0,08971	0,0649
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pada 25° C, w/m.K	0,01451	0,0180
5	Kerapatan Cairan Jenuh pada 25° C, (kg/m ³)	1117	1044
6	Kerapatan Uap Jenuh pada 25° C, (kg/m ³)	4,465	5,48
8	Viskositas Cairan Jenuh pada 25° C, (uPa-s)	143,99	129,3

9	Viskositas Uap Jenuh pada 25° C, (uPa-s)	13,20	14,41
10	Titik Didih, Boiling Point @ 1atm (°C)	-45,5	-46,5
11	Temperatur Kritis (°C)	82,7	72
12	Tekanan Kritis (bar(a))	47,5	37,3
13	<i>Ozone Depletion Potential (ODP)</i>	0	0,055
14	<i>Global Warming Potential (GWP)</i>	1824	3922

Dari tabel diatas menunjukan panas dari R-407F lebih baik pada fase gas maupun *liquid* daripada R-404a sementara konduktivitas termal pada saat fase *liquid* R-407F lebih baik daripada R-404a. Pada saat fase gas, konduktivitas termal tidak lebih baik naun karena peranan R-407F berada pada saat fase *liquid* yaitu di evaporator maka kondisi ini merupakan kondisi yang ideal, jika dilihat dari segi fisik, pada parameter kekentalan dan kerapatan dapat dilihat bahwa R-407F memiliki kerapatan dan kekentalan yang lebih rendah daripada R-404a pada saat fase gas walaupun lebih tinggi pada fase *liquid*. Hal ini menunjukan bahwa semakin ringannya kerja kompresor mengingat kompresor memberi kerja kompresor mengingat kompresor memberi kerja pada saat refrigeran sedang pada fase gas. Ketika dilihat dari titik didihnya maka R-407F lebih lambat untuk melakukan proses penguapan. Jika lihat dari temperatur kritis dan tekanan kritis maka R-404A tidak membutuhkan tekanan dan temperatur yang tinggi untuk melakukan proses kondensasi sehingga proses kondensasi akan lebih cepat terjadi. Sedangkan untuk keramahan terhadap lingkungan lebih baik pada R-407F karena GWP yang lebih rendah dan tidak adanya efek terhadap ODP.

2.1.6. Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sistem refrigerasi *cascade* adalah sistem yang menggabungkan dua sistem refrigerasi uap standar dimana kondensor dari siklus dengan tekanan kerja lebih rendah disebut dengan *High Stage*, membuang kalor yang diambil langsung dari lingkungan ke evaporator siklus dengan tekanan kerja lebih tinggi disebut dengan *Low Stage*. Pada eksperimen ini pertukaran kalor terjadi pada sebuah *plate heat exchanger* yang berfungsi seperti kondensor pada *Low Stage* dan evaporator pada *High Stage* yang disusun secara seri. Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua buah kompresor, satu buah evaporator *Low Stage*, satu buah kondensor *High Stage*, dua buah katup ekspansi (*Expansion Valve*) dan satu buah *plate heat exchanger*. Perbedaan yang mendasar dari *High Stage* dan *Low Stage* adalah pada penggunaan refrigeran yang bekerja pada kedua sistem tersebut dimana refrigeran suhu menengah-tinggi di sisi *High Stage* dan suhu menengah-rendah di sisi *Low Stage*.



Gambar 2.10 Sistem Refrigerasi *Cascade* dan P-h Diagram

2.1.7. Intermediate

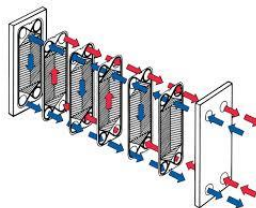
Intermediate merupakan sebutan untuk *heat exchanger* yang digunakan pada sistem refrigerasi *cascade* yang menghubungkan

antara evaporator *High Stage* dengan kondensor *Low Stage*. *Intermediate* yang digunakan pada penelitian ini adalah jenis *Plate Heat Exchanger* (PHE) dengan jenis aliran *counter flow* dimana pada *intermediate* tersebut terdapat berlapis-lapis (*plate*) yang dapat menukarkan kalor dengan kemampuan yang sangat baik. Kemampuan suatu *heat exchanger* tersebut akan menunjukkan performa dari sistem yang dinamakan dengan *effectiveness*. Berikut adalah gambar model dari *heat exchanger* yang digunakan.



Gambar 2.11 Plate heat Exchanger

Plate heat exchanger terdiri dari dua masukan dan dua buah keluaran yang masing-masing terpasang antara masukan dan keluaran yang tidak bercampur satu dengan yang lainnya seperti gambar 2.15. Salah satu saluran masukan berada di kanan bawah dengan keluaran di kanan atas sebagai evaporator pada *High Stage*, sedangkan saluran masuk yang berada pada kiri atas dengan keluaran pada kiri bawah merupakan kondensor pada *Low Stage*.



Gambar 2.12 Sirkulasi Refrigeran Pada Plate heat Exchanger

2.1.8. Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran Pada Tiap Sistem

2.1.9.1. Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran Pada Low Stage

Perhitungan laju aliran massa (*mass flow rate*) untuk sistem *Low Stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada evaporator *Low Stage* dengan besarnya energi yang dikeluarkan oleh *electric heater*. Sehingga persamaan balans energi untuk evaporator menjadi:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref_{LS}}(h_1 - h_4) [W] \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana:

\dot{Q}_{evap} = Total kalor yang masuk ke evaporator dari lingkungan [kW]

$\dot{m}_{ref_{LS}}$ = Laju aliran massa refrijeran yang melewati evaporator [$\frac{kg}{s}$]

h_1 = Entalpi refrijeran keluar dari evaporator [$\frac{kJ}{kg}$]

h_4 = Entalpi refrijeran masuk ke evaporator [$\frac{kJ}{kg}$]

Total beban pendinginan pada ruang tempat evaporator bekerja merupakan laju penyerapan kalor oleh refrijeran R-407F yang mengalir pada evaporator low stage, maka perlu untuk mendefinisikan beban yang berkontribusi pada \dot{Q}_{evap} untuk mengetahui laju aliran massa refrijeran. Merujuk dari gambar maka didapatkan untuk total \dot{Q}_{evap} adalah sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{beban\ internal} + \dot{Q}_{beban\ eksternal} [kW] \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{gain} [kW] \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana:

\dot{Q}_{evap} = Total kalor yang diterima oleh evaporator dari lingkungan [kW]

\dot{Q}_{heater} = Total kalor yang dimunculkan berdasarkan pengamatan yang diinginkan [kW]

\dot{Q}_{fan} = Kalor yang dilepaskan dari kerja fan [kW]
 \dot{Q}_{gain} = Total kalor yang masuk keruangan secara konveksi dan konduksi akibat beda temperatur ambiens [kW]

1. \dot{Q}_{heater}

Pada dasarnya sistem pendinginan *cascade* digunakan untuk mendinginkan makanan sehingga suhu yang dikeluarkan makanan sebagai beban pendinginan yang ditanggung evaporator. Namun untuk mendapatkan beban kalor yang stabil maka digunakan kawat yang dialiri aliran listrik dengan variasi tegangan yang diinginkan. Dalam penelitian ini tegangan yang digunakan yaitu sebesar 0; 60; 120; 180 dan 240 Volt.

2. \dot{Q}_{fan}

Panas yang ditimbulkan oleh fan yang bekerja pada evaporator di dalam kabin memberikan beban tambahan yang harus ditanggung oleh evaporator. Dari spesifikasi *fan* dinyatakan bahwa *fan* membangkitkan beban elektrik dari motor sebesar 30 Watt dengan daya motor 1 HP (0,746 kW), akan tetapi ketika beroperasi hanya 25 % saja yang digunakan untuk panas yang dihasilkan oleh motor. Sehingga beban dari motor *fan* inilah yang kemudian akan di tambahkan ke beban kalor selain dari *heater*. Seperti halnya yang terlihat pada tabel 2.3 dibawah ini.

Tabel 2.3 Konversi Daya Elektrik *Fan* Ke Panas Yang Dihasilkan Oleh *Fan* (Sumber : http://www.engineeringtoolbox.com/electrical-motor-heat-loss-d_898.html)

Size of Motor (kW)	Efficiency (%)	Heat Loss (watts/kW)
0 - 2	75	250
3 - 15	85	150
15 - 150	90	100
150 -	92	80

3. $\dot{Q}_{eksternal}$ 

$$Q_{gain} = \sum \frac{1}{h_{out.A_s}} + \frac{L_1}{K_1 A_s} + \dots + \frac{L_n}{K_n A_s} + \frac{1}{h_{in.A_s}} \sum \frac{T_{out}-T_{in}}{R_{t-n}} + \frac{T_{out}-T_{in}}{\sum R_{t-glass}} ; n = 1,2,3 \dots (2.4)$$

Dimana:

$$\sum R_{t-n} = R_{kond sisi-n} + R_{konv bebas sisi-n} + R_{konv paksa sisi-n}$$

$$\sum R_{glass} = R_{konv bebas glass} + R_{kond glass} + R_{konv paksa glass}$$

a. $R_{Konduksi}$

Pada ruang pendinginan dimana evaporator diletakkan, diupayakan tidak adanya perpindahan kalor secara konduksi dari lingkungan masuk kedalam ruang pendinginan. Namun pada kenyataannya sistem tidak dapat di isolasi secara sempurna sehingga perpinda kalor secara konduksi harus di perhitungkan. Perpindahan kalor secara konduksi terjadi pada empat sisi sementara sisi atas dan bawah dari kabin terinsulasi dengan sempurna sehingga tidak ada panas yang masuk. Tiga sisi dari sistem terdiri dari lapisan Zn-Kayu-Poliurethane-kayu-Zn sementara satu sisi yang tersisa adalah kaca-udara-kaca, sebagai media mengamati isi dari sistem.

Pada kasus udara yang terletak diantara dua material yaitu kaca pada kasus ini, maka perpindahan panas dapat terjadi secara konduksi ataupun secara konveksi bebas melalui celah (*Free Convection at Cavities*). Jika rasio tinggi dan lebar $\left(\frac{H}{L}\right) > 40$ maka perpindahan panas pada medium udara diantara kedua kaca

penyusun pintu *refrigerator box* lebih dominan terjadi secara konduksi, sehingga persamaan yang digunakan:

$$\frac{L_{udara}}{k_{udara}A_{udara}} \dots\dots\dots(2.5)$$

Jika rasio tinggi dan lebar $\left(\frac{H}{L}\right) < 40$ pada celah udara tegak maka persamaan yang digunakan:

$$Nu_L = 1 ; Ra_L < 10^3 \dots\dots\dots(2.6)$$

$$Nu_L = 0,046Ra_L^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$\text{Untuk } \left[\begin{array}{c} 1 < \frac{H}{L} < 40 \\ 1 < Pr < 20 \\ 10^6 < Ra_L < 10^9 \end{array} \right]$$

Besar dari $\dot{Q}_{loss_{kond}}$ dapat dihitung melalui persamaan berikut:

$$R_{kond} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots(2.8)$$

$$R_{kond \text{ sp-n}} = \left(2 \frac{L_{zn}}{k_{zn}} + \frac{L_{wood}}{k_{wood}} + 2 \frac{L_{poliutherane}}{k_{poliutherane}} \right) \frac{1}{A_{sisi-n}} ;$$

Sisi-n, n = 1,2,3(2.9)

$$R_{kond \text{ glass}} = 2 \frac{L_{glass}}{k_{glass} A_{glass}} \frac{1}{A_{glass}} + \frac{L_{udara}}{k_{udara} A_{udara}} ;$$

$$\frac{H}{L} = 41 < 40 \dots\dots\dots(2.10)$$

b. $R_{konveksi}$

Setelah mendapat *losses* melalui konduksi dinding selanjutnya dihitung besarnya *losses* pengeluaran kalor secara konveksi melalui dinding kaca sistem dengan persamaan sebagai berikut :

$$R_{konv} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots(2.11)$$

$$R_{konv \text{ sp-n}} = \left(\frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}} \right) \frac{1}{A_{sisi-n}} ;$$

Sisi-n, n = 1,2,3(2.12)

$$R_{konv \text{ glass}} = \left(\frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}} \right) \frac{1}{A_{glass}} \dots\dots\dots(2.13)$$

Konveksi yang terjadi didalam kabin adalah konveksi paksa (*forced convection*) dimana udara digerakkan oleh *fan* kabin sementara karena berada didalam ruangan tertutup, konveksi

terjadi secara alami (*free convection*). Untuk mencari koefisien konveksi paksa dapat digunakan persamaan:

$$Re_L = \frac{VL}{\nu} \dots\dots\dots(2.14)$$

$$h = \frac{Nu_L K_f}{L} \dots\dots\dots(2.15)$$

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2.16)$$

Sementara untuk mencari koefisien konveksi luar yang terjadi secara alami, dipakai persamaan sebagai berikut :

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_L - T_s) L^3}{\alpha \nu} \dots\dots\dots(2.17)$$

➤ Bilangan *Nusselt* untuk pelat vertikal adalah :

$$Nu_L = \left(0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \right)^2 \dots\dots\dots(2.18)$$

$$Nu_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} ; Ra_L < 10^9 \dots\dots\dots(2.19)$$

$$h_{outside} = \frac{Nu_L k}{L} \dots\dots\dots(2.20)$$

➤ Sedangkan untuk pelat horizontal adalah :

❖ Sisi atas (luasan panas diatas, luasan dingin dibawah)

$$Nu_L = 0,54 Ra_L^{\frac{1}{4}} ; (10^4 < Ra_L < 10^7) \dots\dots(2.21)$$

$$Nu_L = 0,15 Ra_L^{\frac{1}{3}} ; (10^7 < Ra_L < 10^{11}) \dots\dots(2.22)$$

❖ Sisi bawah (luasan panas dibawah, luasan dingin diatas)

$$Nu_L = 0,27 Ra_L^{\frac{1}{4}} ; (10^5 < Ra_L < 10^{10}) \dots\dots(2.23)$$

$$h_{outside} = \frac{Nu_L k}{\left(\frac{A_s}{K} \right)} \dots\dots\dots(2.24)$$

Maka :

$$\dot{Q}_{gain} = \frac{T_{out} - T_{in}}{\left(2 \frac{L_{zn}}{k_{zn}} + \frac{L_{wood}}{k_{wood}} + 2 \frac{L_{poliutherane}}{k_{poliutherane}} + \frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}}\right) \frac{1}{A_{sisi-n}} + \frac{T_{out} - T_{in}}{\sum R_{t-2}} + \frac{T_{out} - T_{in}}{\sum R_{t-3}} + \frac{T_{out} - T_{in}}{\sum R_{t\ glass}}}$$

.....(2.25)

Dimana :

\dot{Q}_{gain} = Jumlah total kalor yang masuk ke ruang pendingin secara konveksi dan konduksi akibat beda temperatur dengan ambiens (kW)

$R_{kond\ sp-n}$ = Tahanan konduksi termal total pada sisi-n

$R_{kond\ glass}$ = Tahanan konduksi termal total pada sisi kaca pintu

$R_{konv\ sp-n}$ = Tahanan konveksi termal total pada sisi-n

$R_{konv\ glass}$ = Tahanan konveksi termal total pada sisi kaca pintu

L_n = Tebal dari material n

k_n = Koefisien konduktif dari material n

A_n = Luas area dari material n yang menghantarkan panas

h_{inside} = Koefisien konveksi yang disebabkan aliran udara pada sistem

$h_{outside}$ = Koefisien konveksi yang disebabkan aliran udara pada lingkungan

T_{out} = Temperatur udara lingkung (°C)

T_{in} = Temperatur udara *refrigeratir box* (°C)

$T_{s,i}$ = Temperatur permukaan sisi dalam sistem (°C)

$T_{s,o}$ = Temperatur permukaan luar dalam sistem (°C)

Dari perhitungan diatas, maka besar dari $\dot{m}_{ref\ LS}$ adalah :

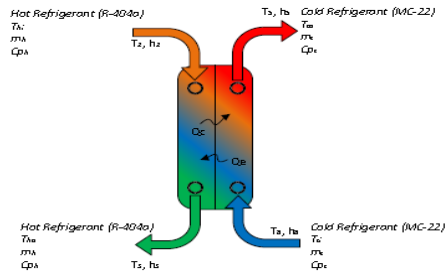
$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_1 - h_4} \left[\frac{kg}{s} \right] \dots\dots\dots(2.26)$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_{beban\ sistem} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{loss\ total}}{h_1 - h_4} \left[\frac{kg}{s} \right] \dots\dots(2.27)$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\{0,60,120,180,240\} + 7,5 + \dot{Q}_{loss\ total} \left[\frac{kg}{s} \right] \dots (2.28)}{h_1 - h_4}$$

2.1.9.2. Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran Pada *High Stage*

Untuk menghitung besarnya laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan energi yang terjadi pada *intermediate*.



Gambar 2.13 Skema Arah Aliran dan Titik-titik Pengukuran pada *Intermediate*

Pada gambar 2.13 ditunjukkan arah aliran dari refrigeran dimana pada PHE tersebut refrigeran mengalir secara berlawanan (*Counter Flow*) antara refrigeran dari sistem *High Stage* dan *Low Stage*. Untuk menghitung besarnya laju aliran massa dapat dilakukan dengan membagi besarnya kalor yang diserap refrigeran yang melalui evaporator *High Stage* dengan selisih entalpi masuk dan keluar kondensor *Low Stage*.

Pada gambar 2.12 di atas ditunjukkan pula data pengukuran yang dapat diperoleh, maka untuk mencari besarnya laju aliran massa pada sistem *Low Stage* dapat digunakan persamaan sebagai berikut.

$$Q_{e_HS} = Q_{c_LS}$$

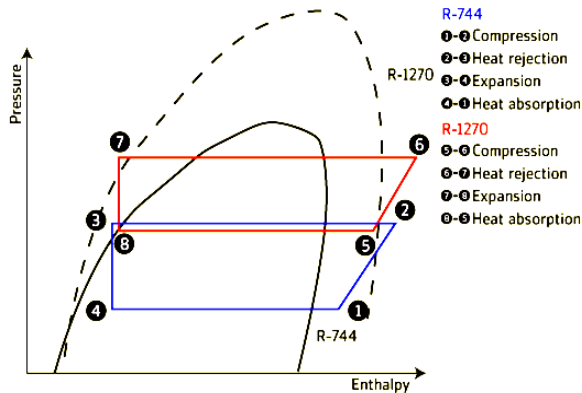
$$\dot{m}_{ref_HS} \times (h_5 - h_8) = \dot{m}_{ref_LS} \times (h_2 - h_3)$$

$$m_{ref_HS} = \frac{m_{ref_LS} x (h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)} \dots\dots\dots(2.29)$$

dimana:

- Q_{e_HS} = Panas yang diserap evaporator *High Stage*, kW
 Q_{c_LS} = Panas yang dilepaskan kondensor *Low Stage*, kW
 m_{ref_HS} = Laju aliran massa refrigeran melewati evaporator *High Stage*, kg/s
 m_{ref_LS} = Laju aliran massa refrigeran melewati kondensor *Low Stage*, kg/s
 h_2 = Entalpi refrigeran masuk kondensor *Low Stage*, kJ/kg
 h_3 = Entalpi refrigeran keluar kondensor *Low Stage*, kJ/kg
 h_8 = Entalpi refrigeran masuk evaporator *High Stage*, kJ/kg
 h_5 = Entalpi refrigeran keluar evaporator *High Stage*, kJ/kg

2.1.9. Persamaan Yang Digunakan Pada Sistem Refrigerasi Cascade



Gambar 2.14 P-h Diagram Untuk Sistem Refrigerasi Cascade

2.1.9.1. Persamaan Daya Nyata Kompresor

Dapat diketahui dari daya yang diberikan terhadap kompresor. Daya tersebut dapat menghasilkan kenaikan tekanan pada keluaran kompresor, sehingga terjadi kenaikan dari entalpi. Adapun persamaan kerja kompresor dapat ditulis seperti berikut :

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.30)$$

➤ Pada *High Stage* :

$$\dot{W}_{c_{HS}} = \dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_5) [kW] \dots \dots \dots (2.31)$$

➤ Pada *Low Stage* :

$$\dot{W}_{c_{LS}} = \dot{m}_{LS} \times (h_2 - h_1) [kW] \dots \dots \dots (2.32)$$

Dimana :

\dot{W}_c = Daya kompresor (Watt)

\dot{m} = Laju aliran massa refrijeran $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$h_{1,5}$ = Entalpi refrijeran masuk kompresor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$h_{2,6}$ = Entalpi refrigeran keluar kompresor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Pada sistem refrigerasi *cascade*, besarnya kerja kompresor total didapatkan dengan menjumlahkan kerja kompresor pada sistem HS dan LS.

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{c_HS} + \dot{W}_{c_LS} \dots \dots \dots (2.33)$$

2.1.9.2. Persamaan Panas yang Dilepaskan Oleh Kondensor Ke Udara Sekitar Kondensor *High Stage*

Besarnya panas yang berhasil dikeluarkan oleh refrigeran melalui kondensor dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c &= \dot{m} \times (h_{in} - h_{out}) \\ \dot{Q}_c &= \dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_7) \dots \dots \dots (2.34) \end{aligned}$$

Dimana :

\dot{Q}_c = Panas yang dilepaskan oleh kondensor *High Stage* (Watt)

\dot{m}_{HS} = Laju aliran massa refrijeran pada *High Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

h_6 = Entalpi refrigeran masuk kondensor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_7 = Entalpi refrigeran keluar kondensor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.1.9.3. Persamaan Kapasitas Pendinginan Pada Evaporator *Low Stage*

Besarnya kapasitas pendinginan pada evaporator tergantung dari jumlah panas yang diserap refrigeran saat melalui evaporator. Untuk menghitung besarnya kapasitas pendinginan dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{evap} &= \dot{m} \times (h_{in} - h_{out}) \\ \dot{Q}_{evap} &= \dot{m}_{LS} \times (h_1 - h_4) \dots \dots \dots (2.35) \end{aligned}$$

Dimana :

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan evaporator *Low Stage* (Watt)

\dot{m}_{LS} = Laju aliran massa refrijeran pada *Low Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

h_1 = Entalpi refrigeran masuk evaporator $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_4 = Entalpi refrigeran keluar evaporator $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.1.9.4. Persamaan Efisiensi Isentropik Kompresor *Low Stage*

Besarnya efisiensi isentropik dari kompresor *Low Stage* dapat dihitung dengan persamaan :

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{c_LS,s}}{\dot{W}_{c_HS}} \times 100\%$$

$$\eta_s = \frac{\dot{m}_{LS}(h_{s2}-h_1)}{\dot{m}_{LS}(h_2-h_1)} \times 100\% \dots\dots\dots(2.36)$$

Dimana :

η_s = Efisiensi isentropik kompresor *Low Stage*

\dot{m}_{LS} = Laju aliran massa refrijeran pada *Low Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

h_1 = Entalpi refrigeran masuk kompresor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_2 = Entalpi refrigeran keluar kompresor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_{2s} = Entalpi refrigeran keluar kompresor dengan efisiensi 100% $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.1.9.5. Persamaan COP Sistem Refrigerasi *Cascade*

COP atau *Coefficient of Performance* dari sebuah sistem refrigerasi merupakan efisiensi sistem atau rasio ketetapan dari perbandingan kalor yang diserap sebagai energi yang termanfaatkan dengan energi yang digunakan sebagai kerja, atau berdasarkan teori sederhananya dapat ditulis sebagai berikut :

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_{evap\ LS}}{\dot{W}_{c_HS} + \dot{W}_{c_LS}}$$

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{m}_{LS}(h_1-h_4)}{\dot{m}_{HS}(h_6-h_5) + \dot{m}_{LS}(h_2-h_1)} \dots\dots\dots(2.37)$$

Dimana :

$COP_{cascade}$ = COP pada sistem refrigerasi *cascade*

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan evaporator *Low Stage* (kW)

\dot{W}_{c_HS}	= Kerja nyata kompresor pada <i>High Stage</i> (kW)
\dot{W}_{c_LS}	= Kerja nyata kompresor pada <i>Low Stage</i> (kW)
\dot{m}_{HS}	= Laju aliran massa refrijeran pada <i>High Stage</i> $\left(\frac{kg}{s}\right)$
\dot{m}_{LS}	= Laju aliran massa refrijeran pada <i>Low Stage</i> $\left(\frac{kg}{s}\right)$
h_5	= Entalpi refrigeran masuk kompresor pada <i>High Stage</i> $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
h_6	= Entalpi refrigeran keluar kompresor pada <i>High Stage</i> $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
h_1	= Entalpi refrigeran masuk kompresor pada <i>Low Stage</i> $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
h_2	= Entalpi refrigeran keluar kompresor pada <i>Low Stage</i> $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.1.9.6. Persamaan Rasio Pelepasan Kalor (*Heat Rejection Ratio*) (HRR) Sistem Refrigerasi *Cascade*

Rasio Pelepasan Kalor atau juga *Heat Rejection Ratio* (HRR) merupakan laju perpindahan panas pada kondensor dalam kaitannya dengan kapasitas pendinginan.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{evap}} \times 100\%$$

$$HRR = \frac{\text{Laju pelepasan kalor di kondensor}}{\text{Laju penyerapan kalor di evaporator}} \times 100\%$$

$$HRR = \frac{\dot{m}(h_{in\ cond} - h_{out\ cond})}{\dot{m}(h_{out\ evap} - h_{in\ evap})} \times 100\% \dots\dots\dots(2.38)$$

Dimana :

\dot{Q}_{cond} = Laju pelepasan kalor pada kondensor di *High* atau *Low Stage* (kW)

\dot{Q}_{evap} = Laju penyerapan kalor pada evaporator di *High* atau *Low Stage* (kW)

➤ **Untuk High Stage :**

$$HRR = \frac{\dot{m}_{HS}(h_6 - h_7)}{\dot{m}_{HS}(h_5 - h_8)} \times 100\% \dots\dots\dots(2.39)$$

Dimana :

\dot{m}_{HS} = Laju aliran massa refrijeran Musicool-22 pada *High Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$(h_{in\ cond} - h_{out\ cond})$ = Selisih entalpi refrijeran pada *inlet* dan *outlet* kondensor $(h_6 - h_7) \left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$(h_{out\ evap} - h_{in\ evap})$ = Selisih entalpi refrijeran pada *inlet* dan *outlet* evaporator $(h_5 - h_8) \left(\frac{kJ}{kg}\right)$

➤ **Untuk Low Stage :**

$$HRR = \frac{\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3)}{\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)} \times 100\% \dots\dots\dots(2.40)$$

Dimana :

\dot{m}_{LS} = Laju aliran massa refrijeran R-407F pada *Low Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$(h_{in\ cond} - h_{out\ cond})$ = Selisih entalpi refrijeran pada *inlet* dan *outlet* kondensor $(h_2 - h_3) \left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$(h_{out\ evap} - h_{in\ evap})$ = Selisih entalpi refrijeran pada *inlet* dan *outlet* evaporator $(h_1 - h_4) \left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.1.9.7. Pemilihan Pipa Kapiler

Pemilihan pipa kapiler pada eksperimen kali ini penulis menggunakan tabel sebagai dasar acuan untuk menentukan diameter dan panjang pipa kapiler yang akan digunakan, tabel tersebut didapatkan dari JB (*just better*) company.

JB (*just better*) company adalah perusahaan amerika serikat yang letaknya di kota Aurora negara bagian illinois, JB

company didirikan pada tahun 1967 oleh Greg Brinda and investor Stan Jarrow, selama lebih dari 45 tahun JB company telah memproduksi *tools* dan *instruments* untuk industri HVAC (*heating, ventilation and air conditioning*), tentang profil perusahaan selengkapnya dapat dilihat pada website <http://www.jbind.com/>

Tabel yang digunakan adalah tabel “AIR CONDITIONING APPLICATION CHART (R-22)”

Tabel 2.4. Tabel Rekomendasi Panjang Dan Inside Diameter (I.D) Pipa Kapiler
(Sumber : <http://www.jbind.com/>)

H.P.	REF.	NOTE	NORMAL EVAPORATING TEMPERATURE DEGREES F							
			-10 to +5		+5 to +20		+20 to +35		+35 to +50	
1/20	R12	S-F	16 Ft.	TC-26	10 Ft.	TC-26				
1/12	R12	S-F	12 Ft.	TC-26	12 Ft.	TC-31				
1/9	R12	S	12 Ft.	TC-26	12 Ft.	TC-31				
1/9	R12	S	10 Ft.	TC-26	10 Ft.	TC-31				
1/8	R12	S-F	10 Ft.	TC-26	10 Ft.	TC-31				
1/6	R12	S	12 Ft.	TC-31	12 Ft.	TC-36	8 Ft.	TC-36	10 Ft.	TC-42
1/6	R12	F	10 Ft.	TC-31	10 Ft.	TC-36				
1/5	R12	S	10 Ft.	TC-31	10 Ft.	TC-36	7-1/2 Ft.	TC-42	7-1/2 Ft.	TC-49
1/5	R12	F	8 Ft.	TC-31	8 Ft.	TC-36	10 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-42
1/4	R22	S-F	12 Ft.	TC-36	6 Ft.	TC-36	8-1/2 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-49
1/4	R12	F	10 Ft.	TC-36	6 Ft.	TC-36	8 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-49
1/3	R22	F	10 Ft.	TC-36	6 Ft.	TC-36	11 Ft.	TC-49		
1/3	R12	F	12 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-42	9 Ft.	TC-49	6 Ft.	TC-54
1/2	R22	F	6 Ft.	TC-36	9 Ft.	TC-42	7-1/2 Ft.	TC-54	10 Ft.	TC-64
1/2	R12	F	11 Ft.	TC-54	9 Ft.	TC-49				
3/4	R22	F	11 Ft.	TC-54	9 Ft.	TC-54				
3/4	R12	F	7-1/2 Ft.	TC-54	12 Ft.	TC-70	1 Ft.	TC-80		
1	R22	F	10 Ft.	TC-64	12 Ft.	TC-70				
1	R12	F	10 Ft.	TC-70	11 Ft.	TC-54	7-1/2 Ft.	TC-54 (2 pcs)		
1-1/2	R22	F	7-1/2 Ft.	TC-54 (2 pcs)	7-1/2 Ft.	TC-54 (2 pcs)	8 Ft.	TC-64 (2 pcs)		
1-1/2	R12	F			9 Ft.	TC-64 (2 pcs)	10 Ft.	TC-80 (2 pcs)		
2	R22	F			10 Ft.	TC-70 (2 pcs)	9 Ft.	TC-75 (2 pcs)		
2	R12	F	10 Ft.	TC-70 (2 pcs)	9 Ft.	TC-75 (2 pcs)	10 Ft.	TC-85 (2 pcs)		
3	R22	F			10 Ft.	TC-70 (3 pcs)	9 Ft.	TC-75 (3 pcs)		
3	R12	F	10 Ft.	TC-70 (2 pcs)	8 Ft.	TC-64 (4 pcs)	10 Ft.	TC-80 (4 pcs)		
4	R22	F			10 Ft.	TC-70 (4 pcs)	9 Ft.	TC-75 (4 pcs)		
4	R12	F			10 Ft.	TC-70 (5 pcs)	9 Ft.	TC-75 (5 pcs)		
5	R12	F			10 Ft.	TC-80 (5 pcs)	9 Ft.	TC-85 (5 pcs)		

NOTE: Condenser Type: S = Static, F = FAN

*R-134a - It is suggested to add 10% to length.

Part No.	TC-28	TC-31	TC-38	TC-42	TC-44	TC-48	TC-58	TC-54	TC-55	TC-59	TC-64	TC-76	TC-78	TC-80	TC-85	TC-98	TC-100
Tube I.D.	.826	.831	.836	.842	.844	.849	.858	.854	.855	.859	.864	.878	.875	.880	.885	.890	.896
.024	1.44																
.025	1.20																
.026	1.00	2.24															
.028	.72	1.59															
.030	.52	1.16															
.031	.45	1.00	2.00														
.032		.86	1.75														
.033		.75	1.54														
.034		.65	1.35														
.035		.58	1.16	2.31													
.060		.50	1.00	2.10													
.037		.45	.90	1.79	2.22												
.038		.39	.80	1.59	1.92												
.039		.35	.71	1.41	1.75												
.040		.31	.62	1.25	1.55	2.51											
.041		.28	.56	1.12	1.38	2.26	2.50										
.042		.25	.50	1.00	1.24	2.03	2.23										
.043		.23	.45	.87	1.11	1.83	1.98										
.044		.20	.39	.81	1.00	1.62	1.79										
.045			.35	.73	.90	1.47	1.60	2.32									
.046			.32	.67	.82	1.34	1.47	2.08	2.27								
.047				.59	.74	1.20	1.31	1.89	2.06								
.048				.54	.67	1.10	1.20	1.72	1.87								
.049				.49	.61	1.00	1.09	1.55	1.69								
.050				.45	.56	.91	1.00	1.43	1.56								
.051			.41	.51	.84	.93	1.31	1.44	1.96	2.14							
.052				.47	.76	.85	1.19	1.32	1.78								
.053				.43	.69	.78	1.09	1.20	1.64								
.054				.39	.65	.70	1.00	1.09	1.52	2.18							
.055				.36	.59	.64	.92	1.00	1.38	2.00							
.056					.54	.60	.85	.94	1.27	1.85							
.057					.50	.55	.79	.87	1.17	1.72							
.058					.46	.51	.73	.80	1.07	1.56							
.059					.42	.47	.67	.73	1.00	1.44	2.18						
.060					.39	.43	.62	.67	.93	1.33	2.04						
.064						.32	.47	.50	.69	1.00	1.50	2.07					
.070								.30	.33	.46	.67	1.00	1.37	1.84			
.075											.48	.73	1.00	1.37	1.75		
.080												.54		1.00	1.32	1.71	
.085													.57	.76	1.00	1.29	
.090													.43	.62	.76	1.00	1.62
.095														.60	.79	1.27	
.100															.48	.62	1.00
.105																	.80
.110																	.65
.115																	.53
.120																	.45

Cara menggunakan tabel konversi pipa kapiler adalah sebagai berikut :

1. Tentukan daya kompresor, jenis refrigeran dan tipe kondensor yang digunakan pada kolom sebelah kiri tabel 2.4.
2. Dari temperatur normal evaporasi yang telah diketahui maka didapatkan panjang dan diameter pipa kapiler yang direkomendasikan.
3. Tempatkan ukuran *inside diameter* (I.D) pipa kapiler yang akan dikonversi pada kolom sisi kiri tabel 2.5.
4. Baca dan temukan faktor konversi pada kolom I.D pipa kapiler yang akan digunakan.
5. Kalikan faktor konversi yang didapatkan dari tabel dengan panjang pipa kapiler awal rekomendasi.

Analisa Pengaruh Panjang Pipa Kapiler

Panjang dan pendeknya pemilihan pipa kapiler yang digunakan pada suatu sistem refrigerasi sangat mempengaruhi *pressure drop*. Hal ini sudah sesuai dengan persamaan *pressure drop*, yaitu :

$$\Delta P = \frac{\bar{v}^2 \times f \times L \times \rho}{2D} \dots\dots\dots(2.41)$$

Dimana :

- ΔP = Pressure Drop (Pa)
 \bar{v} = kecepatan rata-rata (m/sec)
 f = koefisien gesek
 L = Panjang pipa kapiler (m)
 ρ = massa jenis refrigeran (kg/m³)
 D = Diameter dalam pipa kapiler (m)

Semakin panjang pipa kapiler maka *pressure drop* akan makin tinggi sesuai dengan persamaan diatas. Perubahan panjang pipa kapiler sangat berpengaruh terhadap temperatur masuk evaporator LS dan laju aliran massa refrigeran. Temperatur masuk evaporator LS yang menurun akan memperlambat laju aliran massa refrigeran karena massa jenis refrigeran semakin kecil. Penurunan temperatur

ini diakibatkan oleh penurunan tekanan yang dihasilkan oleh pipa kapiler dimana akan menghasilkan temperatur yang rendah.

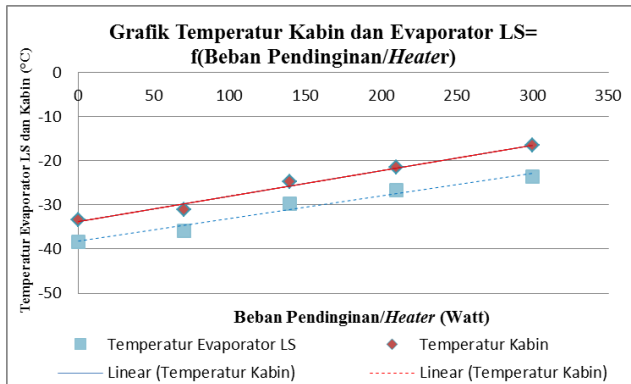
Panjang pipa kapiler juga sangat berpengaruh terhadap temperatur kabin yang dihasilkan. Sesuai dengan persamaan diatas, dapat dilihat bahwa penambahan panjang pipa kapiler akan berdampak pada semakin besarnya *pressure drop* yang akan dihasilkan sehingga temperatur kabin yang didapatkan akan semakin rendah pula.

Ketika semakin panjang pipa kapiler maka semakin turunnya tekanan dari tekanan awal dikarenakan besarnya *pressure drop* hingga menyebabkan nilai entalpi pada tiap titik pun semakin menurun. *Cooling load* nya pun semakin besar karena semakin turunnya temperatur. Semakin turunnya entalpi dan massa refrijeran maka kerja kompresor pun semakin kecil karena massa jenis refrigeran yang masuk kompresor semakin kecil.

Sedangkan ketika semakin pendek pipa kapiler maka semakin naiknya tekanan dikarenakan kecilnya *pressure drop* hingga menyebabkan nilai entalpi semakin naik. *Cooling load* nya pun semakin kecil karena semakin naiknya temperatur. Temperatur evaporator LS semakin naik maka semakin mempercepat laju aliran massa refrigeran karena massa jenis refrigeran semakin besar dari yang seharusnya.

2.2 Tinjauan Pustaka

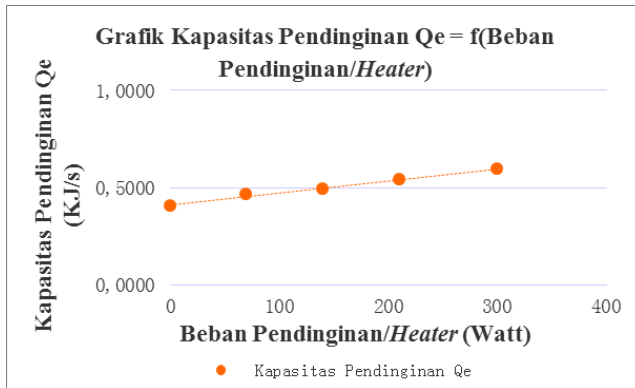
2.2.1. Asep Alamsyah Ramadhan (2014)



Gambar 2.15 Grafik Temperatur Evaporator LS dan Kabin = f (Beban Pendinginan Heater)

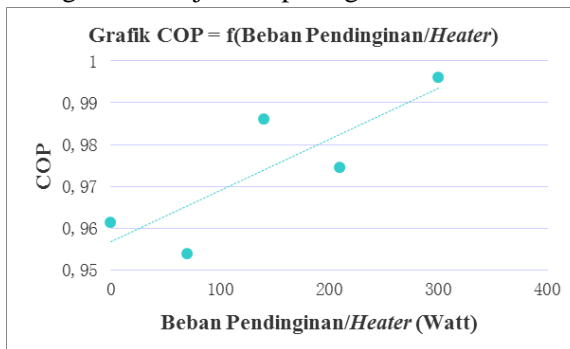
Pada gambar 2.15 diatas menunjukkan bahwa *trend line* yang mengalami kenaikan seiring dengan meningkatnya nilai beban yang semakin besar. Naiknya nilai tempeartur evaporator LS diakibatkan karena adanya penambahan kalor yang harus diserap oleh evaporator LS sehingga akan berdampak pula pada kenaikan temperatur kabin.

Selain kerja kompresi yang berbeda-beda di setiap perubahan beban pendinginan yang diberikan, didapat pula nilai yang berbeda-beda untuk nilai kapasitas pendinginan dimana nilai kapasitas pendinginan akan mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya nilai beban pendinginan seperti terlihat pada gambar 2.16 di bawah ini.



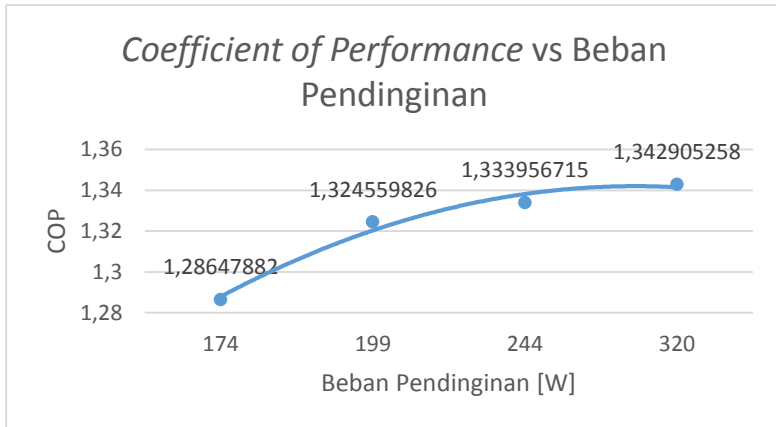
Gambar 2.16 Grafik Kapasitas Pendinginan Q_{evap} Dengan f (Beban Pendinginan Heater)

Pengaruh beban lain yang dapat dianalisis pada Sistem Refrigerasi *Cascade* adalah nilai performansi sistem refrigerasi yang lebih dikenal dengan sebutan COP (*Coefficient of Performance*). Nilai beban yang mengalami perubahan yang semakin besar akan meningkatkan nilai COP Sistem Refrigerasi *Cascade* seperti yang ditunjukkan oleh gambar grafik COP fungsi beban pendinginan ditunjukkan pada gambar 2.17 di bawah ini.



Gambar 2.17 Grafik COP Dengan f (Beban Pendinginan Heater)

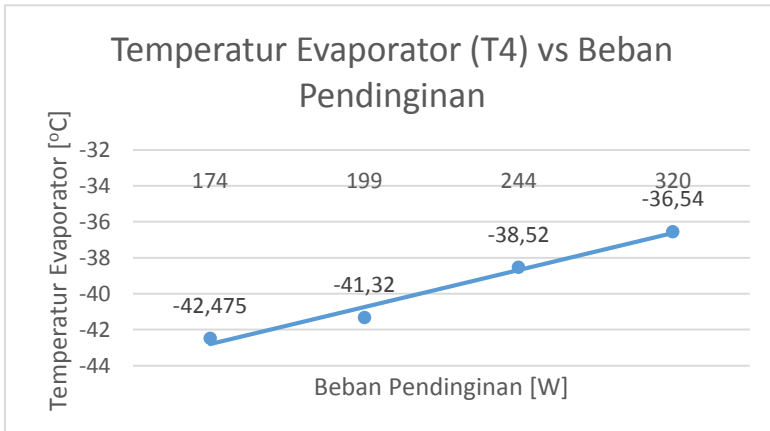
2.2.2. Ruben Indurain Pinnata (2015)



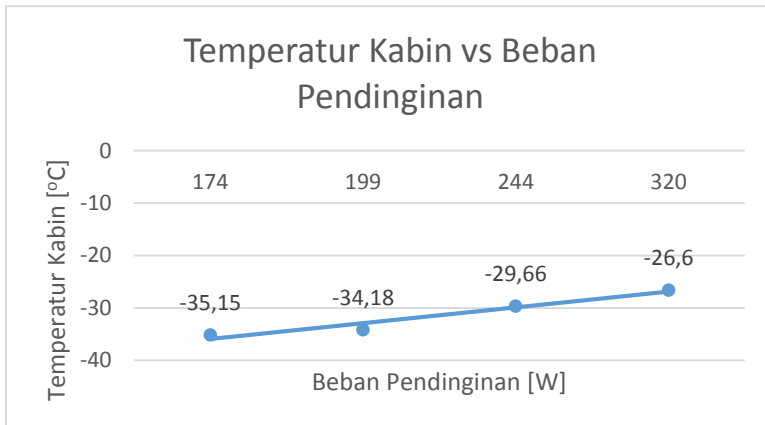
Gambar 2.18 Grafik COP Dengan Beban Pendinginan

Ruben melakukan penelitian dengan mengamati COP dari sistem refrigerasi *cascade* menggunakan refrigeran R-407F pada sisi *low stage* dan MC-22 pada sisi *high stage*, dengan melakukan variasi beban pada sisi *low stage* dimana kompresor dalam keadaan *constant speed*.

Dari gambar 2.18 dapat dilihat hasil dari penelitian ruben yaitu nilai COP yang selalu melebihi 1 pada semua pembebanan dan memiliki nilai yang cenderung meningkat seiring bertambahnya beban tersebut. Peningkatan tersebut dikarenakan kapasitas refrigerasi meningkat lebih besar dibandingkan dengan daya kebutuhan kompresor yang tidak bertambah sebanyak kapasitas evaaporator pada perubahan pembebanan.



Gambar 2.19 Grafik Temperatur Evaporator Dengan Beban Pendinginan



Gambar 2.20 Grafik Temperatur Kabin Dengan Beban Pendinginan

Dari gambar 2.19 dan gambar 2.20 diatas didapatkan bahwa temperatur evaporator dan kabin naik dengan seiring bertambahnya beban pendinginan. Temperatur pada kabin akan

selalu lebih tinggi dari temperatur evaporator karena kalor berpindah melalui luasan yang memiliki temperatur lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Temperatur evaporator ikut naik dengan bertambahnya beban pendinginan. Hal ini mengakibatkan naiknya temperatur permukaan evaporator yang kemudian berdampak semakin naiknya temperatur refrigeran.

(Halaman Sengaja Dikosongkan)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Langkah Penelitian

Berdasarkan tujuan penelitian, maka langkah-langkah analisis yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

3.1.1 Perumusan Masalah

Perumusan masalah diperlukan untuk membentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian termasuk merancang metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah–langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.

3.1.2 Studi Literatur

Studi literatur digunakan untuk menambah pengetahuan penulis tentang materi-materi yang berhubungan dengan penelitian.

3.1.3 Persiapan Peralatan

Untuk memulai percobaan, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan. Peralatan-peralatan yang akan digunakan dalam pengujian harus diperiksa terlebih dahulu, untuk memastikan bahwa alat tersebut sudah benar-benar siap untuk pengambilan data.

3.1.4 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan dalam penyelesaian permasalahan. Data yang didapatkan berupa temperatur dan tekanan dari setiap *stage* untuk setiap refrigeran yang diambil langsung dari peralatan uji pada setiap variasi beban *electric heater* pada evaporator *Low Stage*.

3.1.5 Pengolahan Data

Setelah didapat data dari hasil percobaan, maka data tersebut dapat diolah dengan cara menghitung sesuai dengan rumus-rumus yang tercantum pada bab sebelumnya.

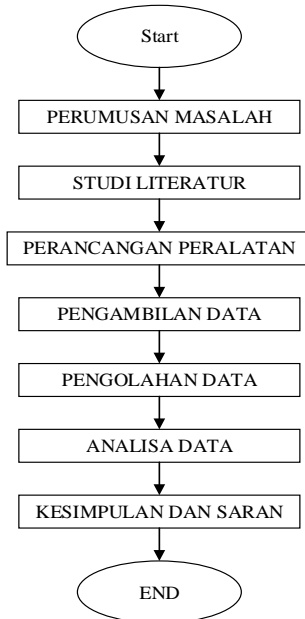
3.1.6 Mengamati dan Menganalisa Hasil Perhitungan

Dari hasil perhitungan diatas dapat diamati dan dianalisa karakteristik sistem refrigerasi *cascade*, dan karakteristik dari alat penukar kalor yang digunakan pada sistem refrigerasi *cascade* dan dibandingkan dengan eksperimen sebelumnya.

3.1.7 Pengambilan Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dapat diambil kesimpulan berdasarkan hasil karakteristik sistem refrigerasi *cascade*.

3.2. Diagram Alir Penelitian

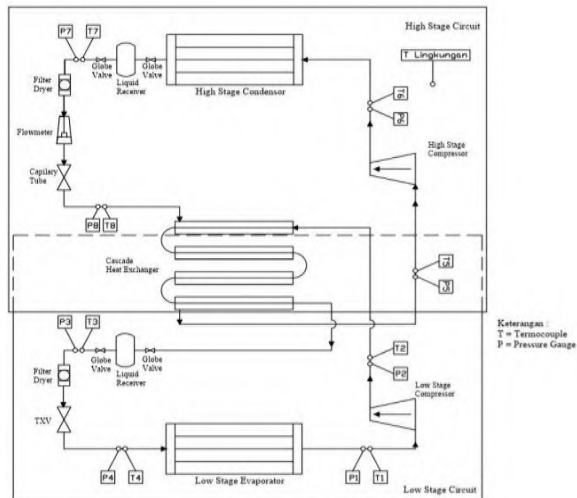


Gambar 3.1 Gambar Diagram Alir Penelitian

3.3. Peralatan Pengujian dan Komponen

Sistem *cascade* yang digunakan dalam pengujian ini terdapat di Laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara dengan

menggunakan refrigeran MC-22 pada sistem HS dan R-407F pada sistem LS.



Gambar 3.2 Skema Peralatan Sistem Pendingin Cascade

3.3.1 Peralatan Pengujian

1. Kompresor

- **High-stage**

Merek/Tipe : Toshiba/Rotari Hermetik
Horse Power : 1
Voltage/Hz : 230/50
Refrigeran : MC22
Lubricant : Alkylbeneze

- **Low-Stage**

Merek/Tipe : Tecumseh/Reciprocating Hermetik
Horse Power : 1
Voltage/Hz : 230/50
Refrigeran : R404A
Lubricant : Alkylbeneze



(a)



(b)

Gambar 3.3 (a) Kompresor *Low Stage* dan (b) Kompresor *High Stage* Sistem Refrigerasi Cascade

2. Kondensor



Gambar 3.4 Kondensor *high stage*

Tipe : *Tubes & fins air cooled*
 Material : Pipa tembaga
 Fan : 1300 rpm-0.5A
 Dimensi : Panjang 3 cm, lebar 9 cm dan tinggi 31 cm

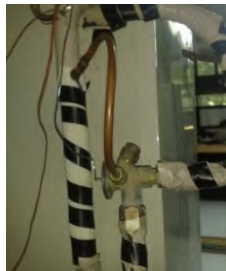
3. Katup Ekspansi

- Pipa Kapiler di bagian *high stage*
 Panjang : 1,3 m; 1,1 m; 0,9 m
 Diameter : 0,054 inch



Gambar 3.5 Pipa Kapiler Dibagian *High Stage*

- Katup ekspansi thermostatis (TXV) di bagian *low stage*
Merek : Danfoss



Gambar 3.6 Katup Ekspansi Thermostatis (TXV) Di Bagian *Low Stage*

4. Filter Dryer



Gambar 3.7 *Filter Dryer*

Filter dryer merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring partikel- partikel kecil seperti serpihan logam, plastik dan debu yang dapat membahayakan bagi kerja kompresor. Selain itu alat ini juga bermanfaat untuk menangkap uap air yang dapat menghambat proses perpindahan kalor serta membahayakan kompresor. *Filter dryer* ditempatkan setelah kondensor dan sebelum alat ekspansi.

5. Akumulator

Akumulator merupakan *vessel* yang menjadi tempat penampungan refrigeran setelah melewati evaporator sebelum memasuki *suction line* kompresor. Fungsinya adalah untuk memastikan tidak ada cairan yang masuk ke kompresor yang dapat menyebabkan kerusakan karena cairan merupakan fluida *incompressible*. Akumulator ditempatkan sebelum *suction line* kompresor dan setelah alat ekspansi. Kapasitas akumulator diharuskan minimal 50% dari kapasitas refrigeran dalam sistem. Pada saat sekarang ini akumulator sudah berada satu paket di dalam kompresor.

6. Box Pendingin



Gambar 3.8 Box Pendingin Berada Di Bagian Low Stage

Box pendingin yang digunakan berukuran 46cm x 42cm x 59cm. Dengan kondisi kosong tanpa pembebanan di dalamnya.

7. Alat Penukar Panas

Alat penukar kalor yang digunakan pada eksperimental ini menggunakan :

Type : *Brazed Plate Heat Exchanger*
 Material : AISI 316
 Braze : *Pure Copper*

8. Fan Kondensor

Merk / Tipe : Fujitsu general united / Vertical mount
 Dimensi : Diameter 30 cm
 Arus / Tegangan : AC / 220volt



Gambar 3.9 Fan Dan Ducting Pengeluaran Kalor Kondensor High Stage

9. Liquid Receiver

Liquid receiver berfungsi untuk menampung refrigeran cair yang berasal dari kondensor. Dengan ditampungnya refrigeran yang berasal dari kondensor tersebut diharapkan refrigeran yang keluar dari *liquid receiver* ini dalam keadaan cair (*liquid*) semua sebelum masuk ke katup ekspansi.

- *High Stage*
 Merk / Tipe : Hub / Vertical mount

- Dimensi : Diameter 8 cm, tinggi 19 cm
 Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502
- *Low Stage*

Merk / Tipe : San xin / Vertical mount
 Tipe : Vertical mount
 Dimensi : Diameter 14 cm, tinggi 22 cm
 Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502



(a)



(b)

Gambar 3.10 Liquid Receiver Yang Digunakan Pada (a) Low Stage dan (b) High Stage

10. ALAT UKUR

1. Thermocontrol

Sebagai alat untuk menampilkan ukuran temperatur yang sedang diukur secara digital.

2. Pressure gauge

High pressure : 0-35 bar atau 0-500 psi

Low pressure : 0-17.5 bar atau 0-250 psi

3. Ampere meter dan cosphimeter

Digunakan untuk mengukur arus listrik dan cosphi yang dibutuhkan kompresor HS dan LS.

4. Volt meter

Digunakan untuk mengukur tegangan listrik yang dibutuhkan kompresor HS dan LS.

5. Anemometer

Digunakan untuk mengukur laju kecepatan udara pada *fan* kondensor.

6. Termocouple

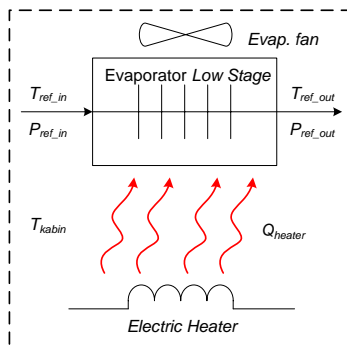
Digunakan untuk mengukur temperatur pada permukaan pipa.

3.4. Prinsip Pengujian

Berikut ini adalah gambar dari rancangan percobaan yang akan dilakukan di evaporator *Low Stage*:



Gambar 3.11 Foto Kabin Dengan Beban Berupa *Electric Heater*



Gambar 3.12 Rancangan Percobaan

Percobaan dengan memvariasikan beban pendinginan berupa *electric heater* yang akan mengeluarkan panas dilakukan di evaporator *Low Stage* dari sistem refrigerasi *cascade*. Pada Gambar 3.12 dapat dilihat bahwa Q_{heater} yang terdapat di bawah evaporator *Low Stage* akan memberikan panas/kalor nya agar diserap oleh evaporator *Low Stage*. Panas/kalor ini berfungsi sebagai beban pendinginan di dalam kabin pendinginan. Terdapat 5 variasi beban pendinginan yaitu tanpa beban (0 Watt), beban *electric heater* 60, 120, 180, dan 240 Volt yang diatur dengan menggunakan potensiometer/dimmer. Kedua *electric heater* yang ada disambungkan ke potensiometer/dimmer untuk diatur tegangan dan arus listrik nya agar diperoleh besarnya daya yang digunakan untuk divariasikan pada *electric heater*. Data yang diambil dari percobaan ini adalah berupa temperatur masuk dan keluar evaporator, tekanan masuk dan keluar evaporator dan juga temperatur di dalam kabin saat dilakukan pembebanan. Dari data temperatur tersebut nantinya akan dicari nilai entalpi yang akan digunakan untuk menghitung nilai Q_{evap} . Nilai dari Q_{evap} ini juga akan digunakan untuk menghitung besarnya COP dari sistem dengan variasi beban pendinginan di evaporator *Low Stage*. Pada percobaan ini pengaruh pembebanan dari luar kabin (*cooling box*) diabaikan dan dianggap konstan.

3.4.1 Langkah Pengujian

Pengujian pada sistem refrigerasi *cascade* ini menggunakan refrigeran *Musicoorl-22* di *High Stage* dan R-407FA di *Low Stage*, dan memvariasikan beban pendinginan menggunakan tiga buah *electric heater* yang diatur dengan menggunakan potensiometer/dimmer. Pengambilan data dilakukan setelah sistem dalam kondisi *steady state* di *High Stage* dan *Low Stage*. Apabila temperatur di dalam sistem sudah menunjukkan kondisi yang konstan (*steady*) berarti semua panas yang dihasilkan oleh *electric heater* diserap secara keseluruhan oleh evaporator *Low Stage*. Untuk mengetahui nilai-nilai yang terbaik dari data yang

diambil maka setelah sistem *steady* dilakukan pengambilan data 5 kali setiap 5 menit.

Prosedur dalam pengujian ini adalah sebagai berikut:

1. Langkah Persiapan:

- a. Memastikan peralatan uji dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya.
- b. Memastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap.
- c. Memastikan semua *globe valve* terbuka agar refrigeran dapat mengalir.
- d. Mengecek fungsi setiap alat ukur seperti *digital display* dan mengkalibrasi alat ukur, terutama *pressure gauge*. Pastikan dalam kondisi tanpa ada tekanan jarum menunjukkan pada angka nol. Jika belum nol, maka harus di nol-kan terlebih dahulu.
- e. Memvakum sistem menggunakan pompa vakum untuk mengeluarkan uap air yang ada dalam sistem *High Stage* maupun *Low Stage* hingga tekanan di sistem -30 psia.
- f. Melakukan cek kebocoran dengan melihat *pressure gauge* apakah tekanan vakum bertambah atau tidak.
- g. Jika sistem tidak bocor maka langkah selanjutnya adalah mengisi refrigeran *Musicoool-22* di *High Stage* dan refrigeran R-407F di *Low Stage*.
- h. Melakukan cek kebocoran kembali apakah terjadi kebocoran atau tidak pada sistem dengan menggunakan air sabun. Jika tidak terjadi kebocoran maka dapat melakukan langkah selanjutnya.
- i. Menyiapkan *electric heater* dengan daya 0 (tanpa beban), 60, 120, 180, dan 240 Volt.
- j. Memastikan kabin (*cooling box*) dalam kondisi bersih dan telah diberi kertas aluminium foil pada bagian alas serta terisolasi sempurna.

2. Langkah Pengujian:

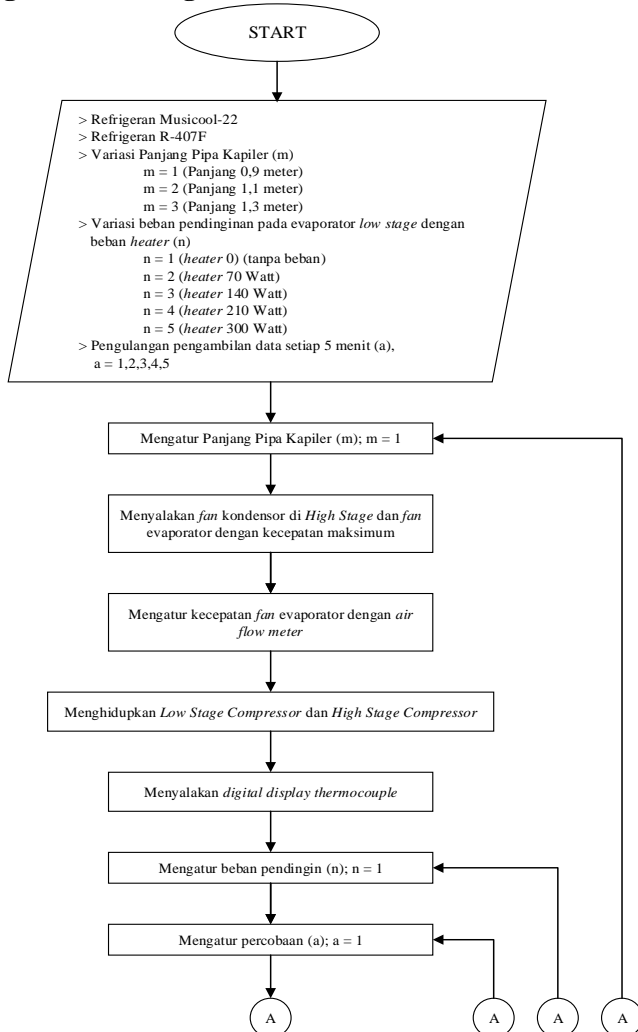
- a. Menyalakan *fan* kondensor pada *speed* maksimum.

- b. Meletakkan *anemometer* di dalam *ducting* kondensor untuk mengukur kecepatan angin yang dihembuskan oleh kondensor *fan*.
- c. Menyalakan kompresor *Low Stage* hingga kondisi *steady*.
- d. Menyalakan kompresor *High Stage* hingga kondisi *steady*.
- e. Menyalakan *thermocouple display* dan mengamati temperatur di semua titik.
- f. Menyalakan *Power Meter* untuk mengetahui besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir ke tiap kompresor dan besarnya nilai $\cos \phi$.
- g. Mengamati tekanan pada *pressure gauge*, apakah sudah sesuai dengan tekanan kerjanya atau belum. Jika belum maka tunggu sampai sesuai.
- h. Menunggu kedua sistem berjalan secara *steady*, yaitu kondisi dimana *properties* suatu fluida di titik tertentu tidak berubah terhadap waktu, hal ini dapat dilihat pada salah satu parameter, misalnya temperaturnya sudah tidak berubah-ubah lagi atau berubah tapi besarnya tidak terlalu signifikan.
- i. Setelah sudah *steady* dengan perlakuan tanpa ada pembebanan (variasi pertama) berupa *electric heater* di evaporator *Low Stage*, maka catat data (data temperatur dari *digital display* maupun data tekanan dari *pressure gauge* di semua titik pengukuran, tegangan, arus listrik yang mengalir, nilai $\cos \phi$) serta temperatur permukaan *ducting* kondensor sebagai data awal pengujian.
- j. Menunggu 5 menit untuk mencatat data kembali dengan perlakuan yang sama sampai 5 kali pengambilan data. Pengambilan data 5 kali setiap 5 menit ini bertujuan untuk mengetahui nilai yang paling stabil setelah kondisi sistem *steady* yang nantinya akan digunakan untuk perhitungan.
- k. Memvariasikan beban pendinginan dengan menghidupkan semua *electric heater* dengan mengatur besarnya daya menggunakan potensiometer/dimmer untuk variasi kedua sebesar 60 Volt, kemudian ditunggu hingga kondisi *steady* dan

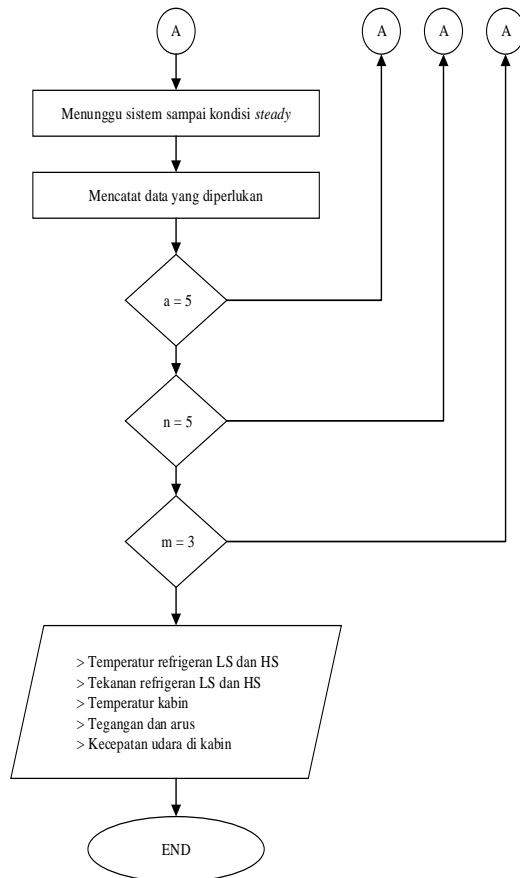
dilakukan pencatatan data pada setiap alat ukur sebagai data berikutnya dari pengujian ini seperti point (i) dan (j).

- l. Memvariasikan beban pendinginan sebesar 120, 180, dan 240 Volt dengan prosedur seperti point (i) dan (j).
- m. Jika pengambilan data sudah selesai maka *electric heater* dimatikan, *Power Meter* dimatikan, kompresor *High Stage* dimatikan, kompresor *Low Stage* dimatikan, matikan *fan* kondensor, matikan *digital display*, matikan saklar utama dan cabut steker dari sumber arus listrik.

3.5. Diagram Alir Pengambilan Data

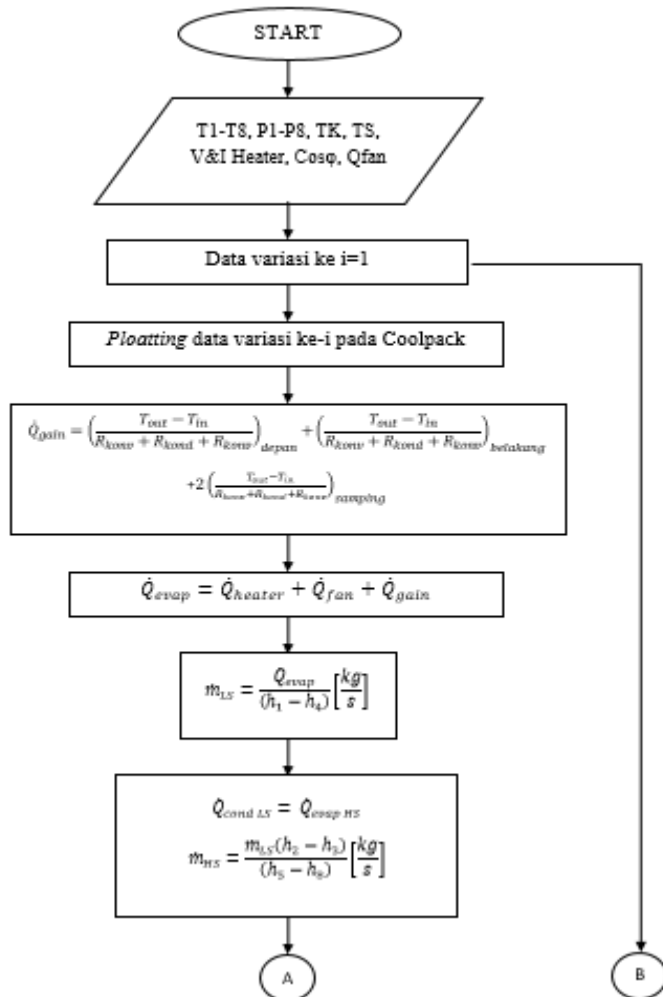


Gambar 3.13 Diagram Alir Pengambilan Data (1)

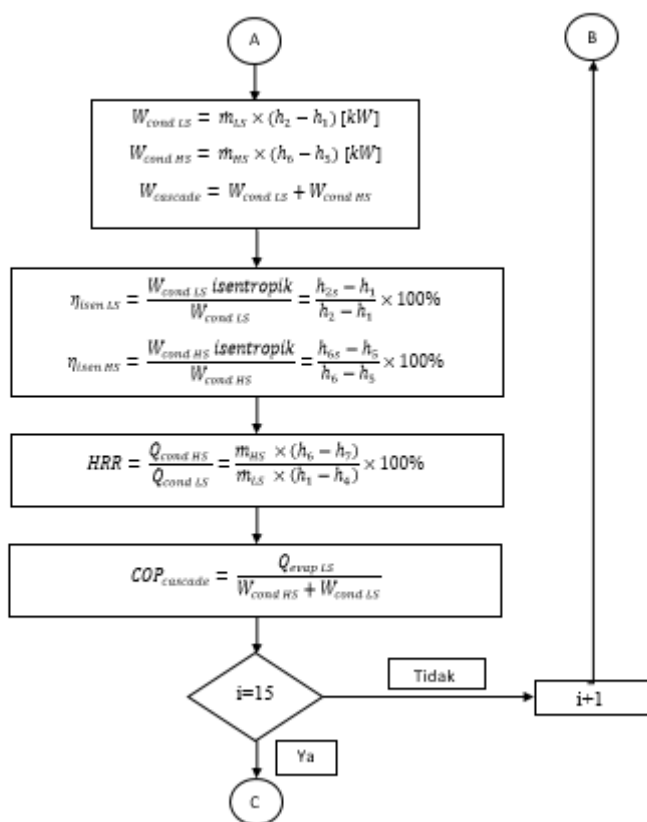


Gambar 3.14 Diagram Alir Pengambilan Data (2)

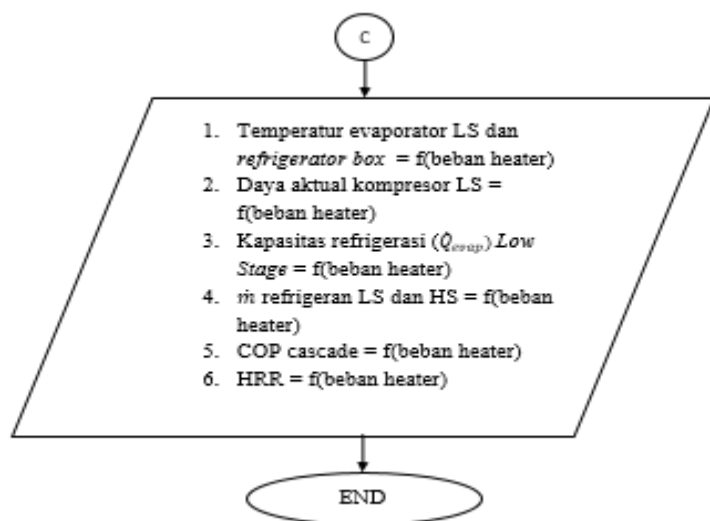
3.6 Diagram Alir Perhitungan



Gambar 3.15 Diagram Perhitungan Eksperimen (1)



Gambar 3.16 Flowchart Perhitungan Eksperimen (2)



Gambar 3.17 Flowchart Perhitungan Eksperimen (3)

BAB IV HASIL DAN ANALISA DATA

4.1. Data Hasil Pengujian

Pengujian dilakukan terhadap sistem refrijersi cascade dengan menggunakan dua refrigeran yang berbeda yaitu musicool-22 (MC-22) pada sisi *high stage* dan Generatron performax-LT (R-407F) pada sisi *low stage*. Pengambilan data dilakukan dengan variasi beban pendinginan yang diberikan ke sistem melalui heater yang berada di dalam kabin yang sama dengan evaporator (heater di dalam kabin dialiri dengan tegangan 0 volt (tanpa beban), 60, 120, 180, dan 220 volt) dan perbedaan panjang pada pipa kapiler yang digunakan pada diameter pipa kapiler 0,054 inch yaitu 0,9 meter, 1,1 meter dan 1,5 meter. Data hasil percobaan dan perhitungan akan dilampirkan pada lampiran.

4.2. Contoh Perhitungan

4.2.1. Data Hasil Percobaan

Contoh perhitungan dilakukan menggunakan salah satu data yang diperoleh pada panjang pipa kapiler 0,9 meter dengan mengalirkan tegangan sebesar 180 volt pada *heater*. Data yang didapatkan dibagi menjadi tiga yaitu data yang didapat pada saat membaca alat ukur, data pengolahan yang didapatkan dengan mengkonversi satuan ke satuan yang diinginkan atau data yang didapat dari ploating p-h diagram pada software Coolpack dengan jenis refrigeran yang sesuai dan data geometri sistem dan properties fluida yang digunakan untuk perhitungan.

4.2.1.1. Data Bacaan Alat Ukur

Pada pemberian tegangan 180 volt ke *heater*, terbaca arus sebesar 0,6 Ampere sehingga dengan faktor daya 0,8 menghasilkan 86,4 Watt. Data yang terbaca pada termokopel dan *pressure gage* adalah :

➤ **Low Stage**

Data tekanan dan temperatur *low stage* pada masing-masing panjang pipa kapiler dapat dilihat pada tabel 4.1 dan tabel 4.2.

Tabel 4.1 Tabel Data Tekanan Absolut [psi] pada Low Stage

Tekanan Absolut	0,9 meter
P1 [psi]	24,7
P2 [psi]	116,1
P3 [psi]	114,7
P4 [psi]	28,7

Keterangan :

- (a) P1, Tekanan keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor.
- (b) P2, Tekanan keluar kompresor atau masuk kondensor.
- (c) P3, Tekanan keluar kondensor atau masuk katup ekspansi.
- (d) P4, Tekanan keluar katup ekspansi atau masuk evaporator.

Tabel 4.2 Tabel Data Temperatur [°C] pada Low Stage

Temperatur	0,9 meter
T1 [°C]	7,86
T2 [°C]	100,76
T3 [°C]	7,3
T4 [°C]	-39,18

Keterangan :

- (a) T1, Temperatur keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor.
- (b) T2, Temperatur keluar kompresor atau masuk kondensor.
- (c) T3, Temperatur keluar kondensor atau masuk katup ekspansi.
- (d) T4, Temperatur keluar katup ekspansi atau masuk evaporator.

➤ **High Stage**

Data tekanan dan temperatur *high stage* pada masing-masing panjang pipa kapiler dapat dilihat pada tabel 4.3 dan tabel 4.4.

Tabel 4.3 Tabel Data Tekanan Absolut [psi] pada *High Stage*

Tekanan Absolut	0,9 meter
P5 [psi]	74,7
P6 [psi]	204,7
P7 [psi]	189,7
P8 [psi]	78,1

Keterangan :

- (e) P5, Tekanan keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor.
- (f) P6, Tekanan keluar kompresor atau masuk kondensor.
- (g) P7, Tekanan keluar kondensor atau masuk katup ekspansi.
- (h) P8, Tekanan keluar katup ekspansi atau masuk evaporator.

Tabel 4.4 Tabel Data Temperatur [°C] pada *High Stage*

Temperatur	0,9 meter
T5 [°C]	39,8
T6 [°C]	60,44
T7 [°C]	37
T8 [°C]	4,38

Keterangan :

- (e) T5, Temperatur keluar evaporator kompresor atau masuk kompresor.
- (f) T6, Temperatur keluar kompresor atau masuk kondensor.
- (g) T7, Temperatur keluar kondensor atau masuk katup ekspansi.
- (h) T8, Temperatur keluar katup ekspansi atau masuk evaporator.

➤ **Sistem, Lingkungan dan Lainnya**

Data untuk sistem, lingkungan dan lainnya pada masing-masing panjang pipa kapiler dapat dilihat pada tabel 4.5, tabel 4.6 dan tabel 4.7.

Tabel 4.5 Tabel Data Sistem

Temperatur	0,9 meter
TK [°C]	-28,86
TE [°C]	-54

Keterangan :

- (a) TK, Temperatur *Refrigerator box* atau udara masuk melewati evaporator.
- (b) TE, Temperatur udara keluar dari evaporator.

Tabel 4.6 Tabel Data Lingkungan

Temperatur	0,9 meter
TL [°C]	30

Keterangan :

- (a) TL, Temperatur ruangan tempat melakukan eksperimen.

Tabel 4.7 Tabel Data Lainnya

Temperatur	0,9 meter
$V_{\text{Kompresor}}$ [Volt]	210
$I_{\text{Kompresor}}$ [Ampere]	2,2
$\text{Cos } \phi$	0,8

Keterangan :

- (a) $V_{\text{kompresor}}$, Tegangan yang dibutuhkan oleh kompresor.
- (b) $I_{\text{kompresor}}$, Arus yang dibutuhkan oleh kompresor.
- (c) $\text{Cos } \phi$, Faktor daya kompresor 1 fasa.

4.2.1.2. Data Pengolahan

Data yang didapatkan setelah mengolah data pada software Coolpack adalah sebagai berikut :

➤ **Konversi Tekanan [bar]**

Tabel 4.8 Tabel Data Konversi Tekanan [bar]

Tekanan Absolut	0,9 meter
P1 [bar]	0,69
P2 [bar]	6,99
P3 [bar]	6,89
P4 [bar]	0,97
P5 [bar]	4,14
P6 [bar]	13,1
P7 [bar]	12,07
P8 [bar]	4,37

➤ **Entalpi Refrigeran $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$**

Entalpi refrigeran didapat dengan melakukan *plotting* diagram P-h pada software Coolpack dengan menggunakan properties masing-masing refrigeran pada *high stage* (h5-h8) dan *low stage* (h1-h4). Entalpi yang didapatkan dari Coolpack adalah data sistem isentropik dan aktual seperti pada tabel 4.10.

Tabel 4.9 Tabel Data Entalpi Refrigeran $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$

Entalpi	0,9 meter
h1 $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	410,58
h2 $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	491,66
h2s $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	452,32
h3 $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	210,29
h4 $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	210,29
h5 $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	644,38
h6 $\left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	657,41

$h_{6s} \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	717,04
$h_7 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	298,51
$h_8 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$	298,51

Keterangan :

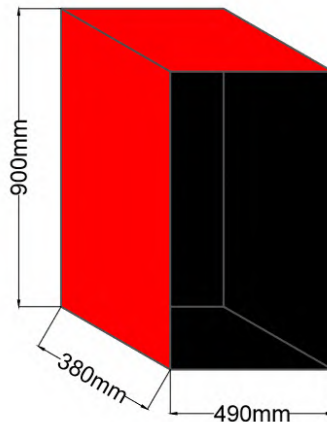
- $h_2 = f(T_2, P_2)$
- $h_{2s} = f(P_2, (s_1=s_2))$
- $h_6 = f(T_6, P_6)$
- $h_{6s} = f(P_6, (s_5=s_6))$

4.2.1.3. Data Geometri Sistem dan Properties Fluida

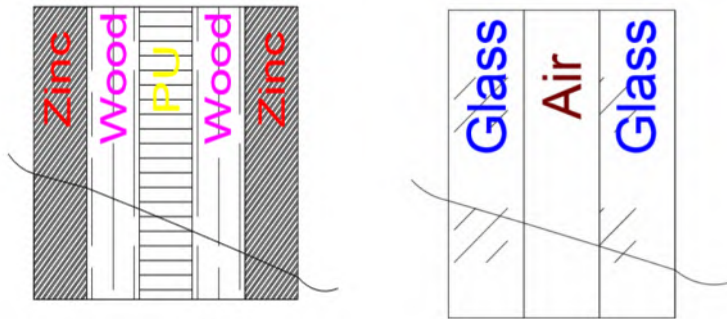
Data geometri sistem adalah pengukuran dimensi dan juga properties dari fluida yang diperlukan pada perhitungan. Data geometri yang diukur merupakan ukuran dari *refrigerator box* dan evaporator, sementara properties fluida yang diukur adalah milik udara dan R-407F pada temperatur yang sesuai. Data yang didapatkan adalah sebagai berikut :

➤ Dimensi

A. Refrigerator Box



Gambar 4.1 Dimensi *Refrigerator Box*



(a) Dinding

(b) Pintu Kaca

Gambar 4.2 Material Penyusun Sisi Refrigerator Box

Tabel 4.10 Nilai Konduktivitas Termal dan Tebal Material Penyusun Refrigerator Box

Material	$k \left[\frac{W}{m.K} \right]$	L (m)
Zn	116	0,0001
Kayu	0,175	0,01
Poliuetherene	0,125	0,028
Kaca	0,8	0,003
Udara	0,14	0,024

B. Evaporator

- ✓ Dimensi = 30 x 45 [cm]
- ✓ Evap t = 4 [cm]
- ✓ Do = 0,01 [m]
- ✓ Ao = 0,2 [m²]
- ✓ Ai = 0,008 [m]
- ✓ Tube t = 0,16 [m²]

- ✓ Ltube = 640 [cm] (19 blends)
- ✓ Fin Height = 5 [mm]
- ✓ Material = Cooper tube (k=64), Alumunium fin (k=118)

C. Properties Fluida

Properties dari fluida yang diperlukan pada perhitungan adalah viskositas absolut (μ) $\left[\frac{10^{-5}kg}{m.s}\right]$, konduktivitas termal fluida (kf) $\left[\frac{W}{m.K}\right]$, densitas (ρ) $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$, dan *prandlt number* (Pr) dimana seluruh nilai didapatkan berssasarkan interpolasi dari table properties fluida dengan fungsi suhu sementara kecepatan (V) $\left[\frac{m}{s}\right]$ juga diukur jika dibutuhkan. Berikut adalah tabel data yang diambil pada beban yang diberikan yaitu 86,4 Watt pada masing-masing panjang pipa kapiler :

➤ Udara Dalam (*Forced Convection*)

Tabel 4.11 Tabel Data Pada Udara Dalam (*Forced Convection*)

	0,9 meter
Tkabin [°C]	-28,86
Ts dalam kabin [°C]	-27,34
Densitas (ρ) $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	1,4348
Viskositas Absolut (μ) $\left[\frac{10^{-5}kg}{m.s}\right]$	1,5651
Konduktivitas Termal Fluida (kf) $\left[\frac{W}{m.K}\right]$	0,02182
<i>Prandlt Number</i> (Pr)	0,72194
Kecepatan $\left[\frac{m}{s}\right]$	9

Keterangan : Untuk mencari Densitas (ρ), Viskositas Absolut (μ), Konduktivitas Termal Fluida (kf), dan *Prandlt Number* (Pr) didapatkan dari temperatur kabin masing-masing panjang pipa kapiler.

➤ Udara Luar (*Free Convection*)

Tabel 4.12 Tabel Data Pada Udara Luar (*Free Convection*)

	0,9 meter
Percepatan Gravitasi $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	9,81
Koefisien Ekspansi $(\beta) \left[\frac{1}{K}\right]$	3,3150
T Lingkungan $[^{\circ}C]$	30
Viskositas Kinematic $(\nu) \left[\frac{m^2}{s}\right]$	16,04
Diffusivity $(\alpha \cdot 10^{-6}) \left[\frac{m^2}{s}\right]$	15,283

Keterangan : Untuk mencari Koefisien Ekspansi (β), Viskositas Kinematic (ν), dan *Diffusivity* (α) didapatkan dari temperatur lingkungan masing-masing panjang pipa kapiler.

➤ Genetron Performax-LT (R-407F)

Tabel 4.13 Tabel Data Genetron Performax-LT (R-407F)

	0,9 meter
Tin Evaporator (T4) $[^{\circ}C]$	-39,18
Tout Evaporator (T1b) $[^{\circ}C]$	-54

4.2.2. Pengolahan Data dan Contoh Perhitungan

4.2.2.1. Gambar Kurva Kerja Data Pada Coolpack



Gambar 4.3 Aplikasi Coolpack

Untuk gambar kurva kerja, data berupa temperatur dan suhu dilakukan pada *software* Coolpack dengan properties refrijeran R-407A dikarekan ketersediaan properties R-407F. Properties R-407A dipilih karena merupakan refrigeran dengan komposisi yang sama dan hanya berbeda dari perusahaan pemroduksi kedua refrijeran tersebut sementara untuk musicool-22 digambarkan kurva kerja pada properties R-290 dikarenakan keterbatasan properties musicool-22 juga dan keduanya merupakan hidrokarbon propane hanya diproduksi oleh perusahaan yang berbeda.

Untuk menggambarkan kurva kerja diagram P-h isentropic pada Coolpack dibutuhkan 6 data, yaitu :

- 1) Tekanan Evaporator [$^{\circ}\text{C}$, Bar]
- 2) Tekanan Kondensor [$^{\circ}\text{C}$, Bar]
- 3) Temperatur *Superheat* [$^{\circ}\text{C}$, K]
- 4) Temperatur *Subcool* [$^{\circ}\text{C}$, K]
- 5) *Pressure Drop* Di Evaporator [Bar]
- 6) *Presuure Drop* Di Kondensor [Bar]

Data 2 hingga 6 dapat dengan mudah dimasukan ke dalam *software*, namun untuk tekanan evaporasi, pembacaan P4 pada *pressure gage* tidak dapat dipakai secara langsung. Hal ini dikarenakan fluida berfasa campuran ketika memasuki evaporator, yaitu pada daerah didalam kubah P-h yang menyebabkan tekanan yang terbaca adalah parsial yaitu antara tekanan fasa cair atau fasa gas. Untuk mengetahui tekanan dengan pasti, maka dicari tekanan aktual pada saat refrigeran berada pada temperatur T4 dengan melakukan interpolasi pada tabel properties R-407F.

Tabel 4.14 Tabel Properties Termodinamika R-407F

Temperatur [°C]	Tekanan [Bar]
-46,06	1,013
-37,7	1,5

Maka contoh data ketika panjang pipa kapiler 0,9 meter didapatkan $T_4 = -39,18\text{ }^{\circ}\text{C}$, kemudian dilakukan perhitungan interpolasi dari tabel 4.15 sebagai berikut :

$$\frac{-46,06 - (-39,18)}{-46,06 - (-37,7)} = \frac{1,013 - P_{\text{evap}}}{1,013 - 1,5}$$

$$P_{\text{evap}} \text{ aktual} = 1,419 \text{ bar}$$

Sehingga didapatkan data sebagai berikut :

Tabel 4.15 Tabel Data Kurva Kerja

	0,9 meter
$P_{\text{evap}} \text{ aktual}$ [Bar]	1,419 Bar
Tekanan Evaporator [°C, Bar]	1,419 Bar
Tekanan Kondensor [°C, Bar] = P2	6,99 Bar
Temperatur Superheat [°C, K] = T2	100,76 °C
Temperatur Subcool [°C, K] = T3	7,3 °C
Pressure Drop Di Evaporator [Bar] = $P_{\text{evap}} \text{ aktual} - P_4$	0,454 Bar
Pressure Drop Di Kondensor [Bar] = $P_2 - P_3$	0,097 Bar

4.2.2.2. Perhitungan Qevaporator LS (Kapasitas Refrijerasi)

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{heater}} + \dot{Q}_{\text{fan}} + \dot{Q}_{\text{gain}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \checkmark \dot{Q}_{heater} &= V \times I \times \cos\varphi \\
 &= 180 \text{ [volt]} \times 0,6 \text{ [ampere]} \times 0,8 = 8,64 \text{ [Watt]} \\
 \checkmark \dot{Q}_{fan} &= 30 \text{ [Watt]} \times 25\% = 7,5 \text{ [Watt]} \\
 \checkmark \dot{Q}_{gain} &= \left(\frac{T_{out}-T_{in}}{R_{konv}+R_{kond}+R_{konv}} \right)_{depan} + \\
 &\quad \left(\frac{T_{out}-T_{in}}{R_{konv}+R_{kond}+R_{konv}} \right)_{belakang} + \\
 &\quad 2 \left(\frac{T_{out}-T_{in}}{R_{konv}+R_{kond}+R_{konv}} \right)_{samping}
 \end{aligned}$$

✚ **Contoh perhitungan sisi depan panjang pipa kapiler 0,9 meter pada beban pendinginan 180 Volt, adalah sebagai berikut:**

Pada kasus yang dihadapi, bahwa celah udara diantara kaca pada sisi depan memiliki nilai $\frac{H}{L} = \frac{980mm}{24mm} = 41 > 40$. Hal ini mengindikasikan tinggi celah (H) dan lebar (L) celah sangat kecil sehingga perpindahan panas yang terjadi didominasi perpindahan panas konduksi maka digunakan persamaan (2.6) untuk celah udara.

$$\begin{aligned}
 \blacksquare R_{kond}depan &= 2 \frac{L_{kaca}}{k_{kaca} \cdot A_{kaca}} + \frac{L_{udara}}{k_{udara} \cdot A_{udara}} \\
 R_{kond}depan &= 2 \frac{0,003[m]}{0,8 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \times 0,441[m^2]} \\
 &\quad + \frac{0,14[m]}{0,14 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \times 0,441[m^2]} \\
 R_{kond}depan &= 2,284580499 \left[\frac{K}{W} \right]
 \end{aligned}$$

➤ **Inside**

$$h_{inside} = \frac{Nu \cdot kf}{L_{kaca}}$$

$$h_{inside} = \frac{0,036 \times (Re)^{0,8} \times (Pr)^{0,33} \times 0,02182 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0,88[m]}$$

Dengan :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} = \frac{1,4348 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 9 \left[\frac{m}{s} \right] \times 0,88[m]}{1,5651 \times 10^{-5} \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]} \\ &= 726063,2547 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} h_{inside} &= \frac{0,036 \times (726063,2547)^{0,8} \times (0,72194)^{0,33} \times 0,02182 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0,88[m]} \\ h_{inside} &= 39,152 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \end{aligned}$$

- Untuk persamaan bilangan *Nusselt* yang digunakan pada sisi atas, bawah, samping dan depan berbeda karena pengaruh *boundary force* dan perbedaan temperatur permukaan luar yang mempengaruhi *free convection*. Berdasarkan teori diatas, contoh perhitungan koefisien konveksi tiap sisi diberikan.

➤ **Outside**

- **h_{outside} Depan**
 - **Menghitung Rayleigh Number**

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_L - T_s) L^3}{\alpha \nu}$$

$$Ra_L = \frac{9,81 \times 0,066225166 \times (30 - 15,1) \times 0,98^3}{0,000021104 \times 0,000014949}$$

$$Ra_L = 57881663916 \quad (10^9 \leq Ra_L \leq 10^{13})$$

- **Menghitung Nusselt Number**

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times 57881663916^{1/6}}{[1 + (0,492/0,70980)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu}_L = 1268,19$$

- **Menghitung h_{outside} Depan**

$$h_{\text{outside}} \text{Depan} = \frac{\overline{Nu}_L k}{L}$$

$$h_{\text{outside}} \text{Depan} = \frac{1268,189896 \times 0,025440}{0,98}$$

$$h_{\text{outside}} \text{Depan} = 32,921 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

- **h_{outside} Samping**

- **Menghitung Rayleigh Number**

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_L - T_s) L^3}{\alpha \nu}$$

$$Ra_L = \frac{9,81 \times 0,0456621 \times (30 - 13,8) \times 0,98^3}{0,000021979 \times 0,000015538}$$

$$Ra_L = 19999677468 \quad (10^9 \leq Ra_L \leq 10^{13})$$

- **Menghitung Nusselt Number**

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times 19999677468^{1/6}}{[1 + (0,492/0,708027)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu}_L = 896,178$$

- **Menghitung $h_{outside}$ Samping**

$$h_{outside} Samping = \frac{\overline{Nu}_L k}{L}$$

$$h_{outside} Samping = \frac{896,1782621 \times 0,025984}{0,98}$$

$$h_{outside} Samping = 23,761 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

- **$h_{outside}$ Belakang**

- **Menghitung Rayleigh Number**

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_L - T_s) L^3}{\alpha \nu}$$

$$Ra_L = \frac{9,81 \times 0,0456621 \times (30 - 13,8) \times 0,98^3}{0,000021979 \times 0,000015538}$$

$$Ra_L = 19999677468 \quad (10^9 \leq Ra_L \leq 10^{13})$$

- **Menghitung Nusselt Number**

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times 19999677468^{1/6}}{[1 + (0,492/0,709795)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu}_L = 896,505$$

- **Menghitung $h_{outside}$ Belakang**

$$h_{outside} \text{ Belakang} = \frac{\overline{Nu}_L k}{L}$$

$$h_{outside} \text{ Belakang} = \frac{896,5051014 \times 0,025984}{0,98}$$

$$h_{outside} \text{ Belakang} = 23,770 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$\blacksquare R_{konv \text{ total } Depan} = \frac{1}{h_{inside} \cdot A_{kaca}} + \frac{1}{h_{outside} \cdot A_{udara}}$$

$$\begin{aligned} R_{konv \text{ total } Depan} &= \frac{1}{39,15250071 \times 0,441} \\ &+ \frac{1}{32,92117444 \times 0,1862} \end{aligned}$$

$$R_{konv \text{ total } Depan} = 0,127 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$\blacktriangleright \dot{Q}_{gain \text{ Depan}} = \frac{T_{out} - T_{in}}{(R_{kond} + R_{konv \text{ total}})}$$

$$\dot{Q}_{gain\ Depan} = \frac{T_L - T_K}{(R_{kond} + R_{konv\ total})}$$

$$\dot{Q}_{gain\ Depan} = \frac{304,15 - 245,29}{(2,285 + 0,127)}$$

$$\dot{Q}_{gain\ Depan} = 24,40930167 [Watt]$$

Dengan cara yang sama dilakukan untuk sisi belakang, atas-bawah dan samping sehingga didapatkan nilai sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{gain\ Samping} = 146,81038 [Watt]$$

$$\dot{Q}_{gain\ Belakang} = 25,94989005 [Watt]$$

Sehingga :

$$\dot{Q}_{gain\ Total} = 197,1695717 [Watt]$$

Maka :

$$\dot{Q}_{evap} = 8,64 [Watt] + 7,5 [Watt] + 197,1695717 [Watt]$$

$$\dot{Q}_{evap} = 291,079096 [Watt]$$

4.2.2.3. Perhitungan Laju Massa Refrigeran *Low Stage*

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{LS}(h1 - h4) [Watt]$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h1 - h4)} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{291,079096 \left[\frac{J}{s} \right]}{(410,58 - 210,29) \left[\frac{kJ}{s} \right] \times 1000}$$

$$\dot{m}_{LS} = 0,001465324 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

4.2.2.4. Perhitungan Laju Massa Refrigeran *High Stage*

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cond LS} &= \dot{Q}_{evap HS} \\ \dot{m}_{LS}(h2 - h3) &= \dot{m}_{HS}(h5 - h8) \\ \dot{m}_{HS} &= \frac{\dot{m}_{LS}(h2 - h3)}{(h5 - h8)} \left[\frac{kg}{s} \right] \\ \dot{m}_{HS} &= \frac{0,001465324 \times (491,66 - 210,29)}{(644,38 - 298,51)} \left[\frac{kg}{s} \right] \\ \dot{m}_{HS} &= 0,0011822 \left[\frac{kg}{s} \right] \end{aligned}$$

4.2.2.5. Perhitungan Daya Nyata Kompresor

❖ *Low Stage*

$$\begin{aligned} \dot{W}_{c_{LS}} &= \dot{m}_{LS}(h2 - h1) [kW] \\ \dot{W}_{c_{LS}} &= 0,001465324 \times (491,66 - 410,58) [kW] \\ \dot{W}_{c_{LS}} &= 0,0606583 [kW] \end{aligned}$$

❖ *High Stage*

$$\begin{aligned} \dot{W}_{c_{HS}} &= \dot{m}_{HS}(h6 - h5) [kW] \\ \dot{W}_{c_{HS}} &= 0,001465324(657,64 - 644,38) [kW] \\ \dot{W}_{c_{HS}} &= 0,0859009 [kW] \end{aligned}$$

❖ *Cascade*

$$\begin{aligned} \dot{W}_{cascade} &= \dot{W}_{c_{LS}} + \dot{W}_{c_{HS}} [kW] \\ \dot{W}_{cascade} &= (0,0606583 + 0,0859009) \times 1000 \\ \dot{W}_{cascade} &= 146,56 [Watt] \end{aligned}$$

4.2.2.6. Perhitungan Efisiensi Isentropik Kompresor

❖ *Low Stage*

$$\eta_{s\,LS} = \frac{\dot{W}_{c\,LS}}{\dot{W}_{c\,LS\,s}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\%$$

$$\eta_{s\,LS} = \frac{452,32 - 410,58}{491,66 - 410,58} \times 100\%$$

$$\eta_{s\,LS} = 51,48 \%$$

❖ *High Stage*

$$\eta_{s\,HS} = \frac{\dot{W}_{c\,HS}}{\dot{W}_{c\,HS\,s}} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \times 100\%$$

$$\eta_{s\,HS} = \frac{717,04 - 644,38}{657,64 - 644,38} \times 100\%$$

$$\eta_{s\,HS} = 18,25 \%$$

4.2.2.7. Perhitungan Rasio Pembuangan Kalor (*Heat Rejection Ratio*)

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{c\,HS}}{\dot{Q}_{e\,LS}} = \frac{\dot{m}_{HS}(h_6 - h_7)}{\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)}$$

$$HRR = \frac{0,001465324 \times (657,64 - 298,51)}{0,001667917 \times (410,58 - 210,29)}$$

$$HRR = 1,459$$

4.2.2.8. Perhitungan Koefisien Prestasi (COP)

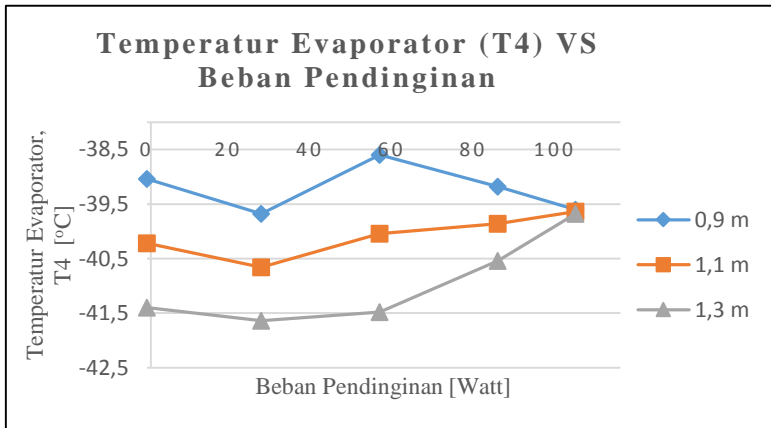
$$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_{evaporator\,LS}}{\dot{W}_{cascade}}$$

$$COP_{cascade} = \frac{291,08}{146,56}$$

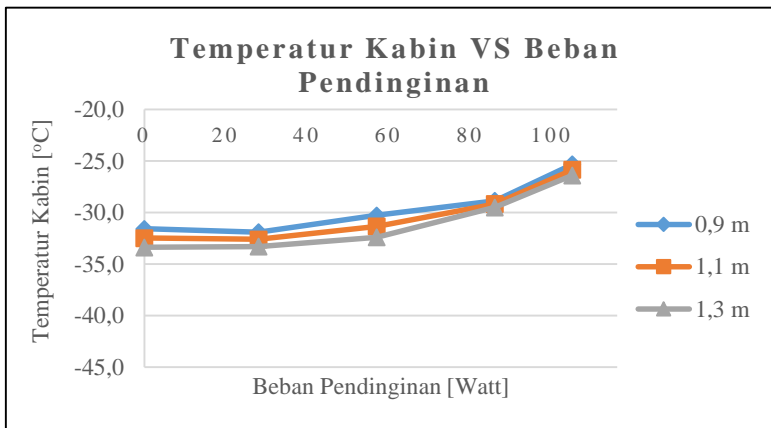
$$COP_{cascade} = 1,986$$

4.3. Analisa Grafik dan Pembahasan

4.4.1. Analisa Temperatur Evaporator dan Temperatur Kabin



Gambar 4.5 Grafik Temperatur Evaporator VS Beban Pendinginan



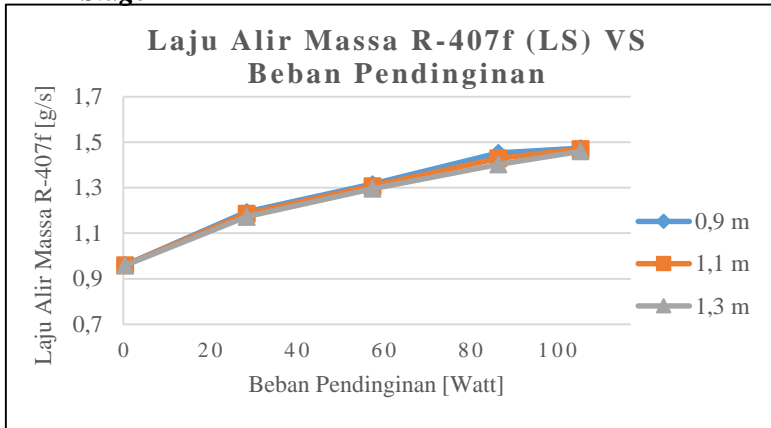
Gambar 4.6 Grafik Temperatur Kabin VS Beban Pendinginan

Gambar 4.5 menunjukkan grafik temperatur evaporator *Low Stage* (T4) dan **Gambar 4.6** menunjukkan grafik temperatur kabin (TK) dengan fungsi dari penambahan beban pendinginan. Grafik tersebut mempunyai tren naik seiring dengan bertambahnya beban pendinginan, akan tetapi pada pipa kapiler dengan panjang 0,9m didapatkan tren line yang relatif turun. Pada saat beban 0 watt (tanpa beban), temperatur evaporator bernilai -39°C dan terus mengalami fluktuatif naik turunnya temperatur evaporator bernilai $-39,6^{\circ}\text{C}$ pada saat beban yang paling besar yaitu 105,6 watt. Dari grafik tersebut dapat dikatakan bahwa naiknya temperatur evaporator dipengaruhi oleh temperatur di dalam kabin (*cooling box*) karena pembebanan dengan *electric heater* dilakukan di dalam *cooling box*. Dengan naiknya temperatur di dalam *cooling box* maka akan membuat kalor yang diserap oleh evaporator lebih banyak sehingga temperatur masuk dan keluar evaporator juga akan semakin tinggi.

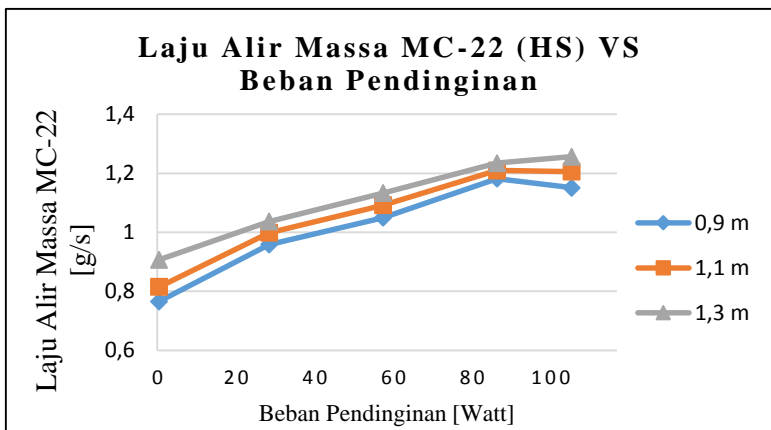
Dilihat dari hasil grafik diatas, bahwa semakin bertambahnya panjang pipa kapiler dengan beban yang sama, maka temperatur evaporator mengalami penurunan dikarenakan semakin panjangnya pipa kapiler maka akan semakin baik ketika refrigeran meninggalkan evaporator. Refrijeran akan benar-benar menjadi uap jenuh yang kemudian akan memperkecil kerja kompresor untuk menaikkan tekanan menuju kondesor. Pada eksperimen ini, temperatur evaporator terendah yang mampu dicapai oleh sistem adalah $-41,64^{\circ}\text{C}$ pada pipa kapiler dengan panjang 1,3m dan dengan beban 28,8 watt.

Temperatur kabin tidak akan pernah sama dengan temperatur evaporator dikarenakan adanya perpindahan kalor dari lingkungan untuk menguapkan refrigeran, sehingga kompresor dapat bekerja. Awalnya temperatur kabin adalah 29°C , sama dengan temperatur lingkungan (TL) maka kalor inilah yang diserap oleh evaporator. Pada eksperimen ini, temperatur kabin terendah yang mampu dicapai oleh sistem adalah $-33,38^{\circ}\text{C}$ pada pipa kapiler dengan panjang 1,3m dan dengan beban 0 watt (tanpa beban).

4.4.2. Analisa Laju Alir Masa Refrijeran *Low Stage* dan *High Stage*



Gambar 4.7 Grafik Laju Alir Massa R-407F VS Beban Pendinginan



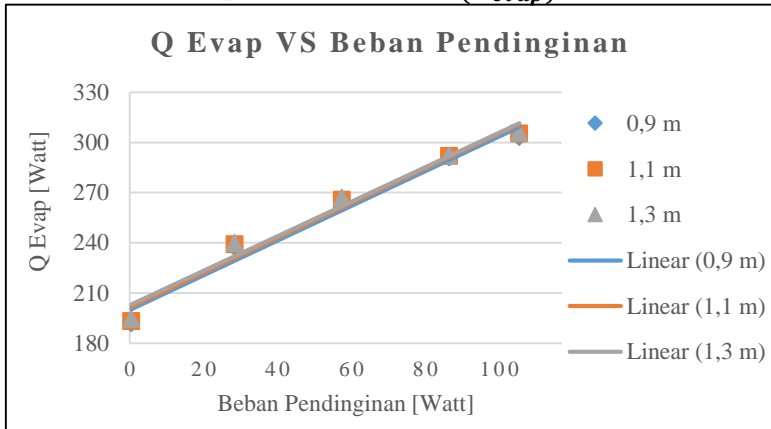
Gambar 4.8 Grafik Laju Massa MC-22 VS Beban Pendinginan

Gambar 4.7 menunjukkan laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigeran pada sisi tekanan rendah (*Low Stage*) dan **Gambar 4.8** menunjukkan laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigeran pada sisi tekanan tinggi (*High Stage*). Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik di antara ke dua sisi *Low Stage* dan *High Stage*. Dari gambar grafik juga terlihat laju aliran massa refrigeran pada sistem *Low Stage* memiliki laju aliran massa yang lebih tinggi dibandingkan laju aliran massa refrigeran pada *High Stage*.

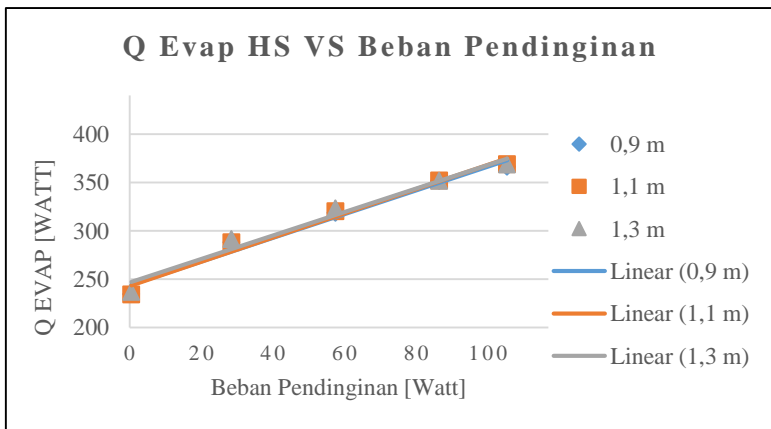
Naiknya laju aliran massa refrigeran pada sistem *High Stage* ditinjau dari kesetimbangan energi di *cascade heat exchanger* disebabkan karena perhitungan laju aliran massa refrigeran pada sistem *High Stage* ini menggunakan perbandingan antara besarnya panas yang dilepaskan kondensor *Low Stage* dibagi dengan selisih entalpi pada *inlet* dan *outlet* pada evaporator *High Stage*. Naiknya laju aliran massa refrigeran di sistem *High Stage* sebenarnya tidak terlalu signifikan jika dilihat pada data hasil perhitungan karena pada sistem *High Stage* juga menggunakan katup ekspansi berupa pipa kapiler. Kerja pipa kapiler ini cenderung konstan karena tidak bisa diatur seberapa besar refrigeran yang harus dialirkan untuk menjaga temperatur keluaran evaporator seperti cara kerja TXV.

Sedangkan pada sistem *Low Stage* naiknya laju aliran massa dilihat dari perhitungan besarnya beban panas yang diterima oleh kabin yang berasal dari lingkungan, fan dan perpindahan panas secara konduksi dan konveksi, yang kemudian dibagi dengan selisih entalpi pada *inlet* dan *outlet* pada evaporator *Low Stage*. Naiknya laju aliran massa pada sistem *Low Stage* lebih terlihat jika dibandingkan dengan kenaikan laju aliran massa di sistem *High Stage*, hal ini disebabkan karena pada sistem *Low Stage* menggunakan katup ekspansi berupa TXV. TXV ini akan membuka lebih lebar katupnya jika temperatur keluaran evaporator makin *superheat* akibat naiknya beban pendinginan sehingga setiap kenaikan beban maka laju aliran massa refrigeran pada sistem *Low Stage* akan mengalami kenaikan.

4.4.3. Analisa Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap})



Gambar 4.9 Grafik Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) VS Beban Pendinginan

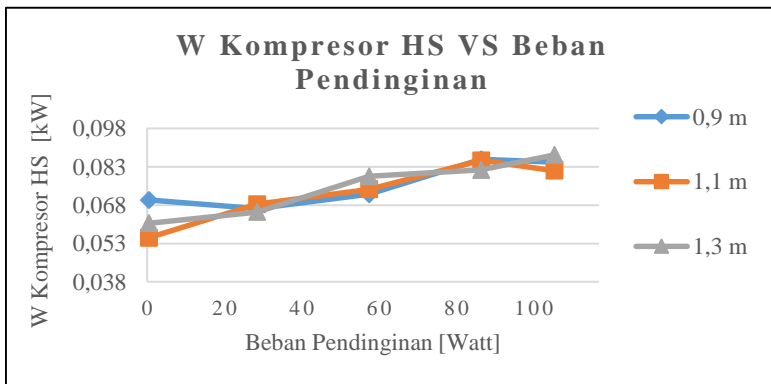


Gambar 4.10 Grafik Kapasitas Refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) *High Stage* VS Beban Pendinginan

Gambar 4.9 menunjukkan kapasitas refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) Cascade dan **Gambar 4.10** menunjukkan kapasitas refrijerasi (\dot{Q}_{evap}) *high stage*, terhadap Perubahan beban pendinginan. Grafik tersebut mempunyai trendline naik seiring dengan besarnya pembebanan pada evaporator *Low Stage*.

Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa naiknya beban pendinginan akan menjadikan temperatur keluaran evaporator *High Stage* dalam kondisi *superheat*. Karena nilai Q_{evap} itu merupakan selisih entalpi keluar dan masuk evaporator dikalikan laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigeran dan naiknya temperatur akibat pembebanan juga menyebabkan perubahan nilai entalpi pada evaporator menjadi semakin besar, maka dapat dipastikan bahwa nilai Q_{evap} nya akan naik seiring dengan naiknya beban pendinginan.

4.4.4. Analisa Daya Aktual Kompresor *High Stage*



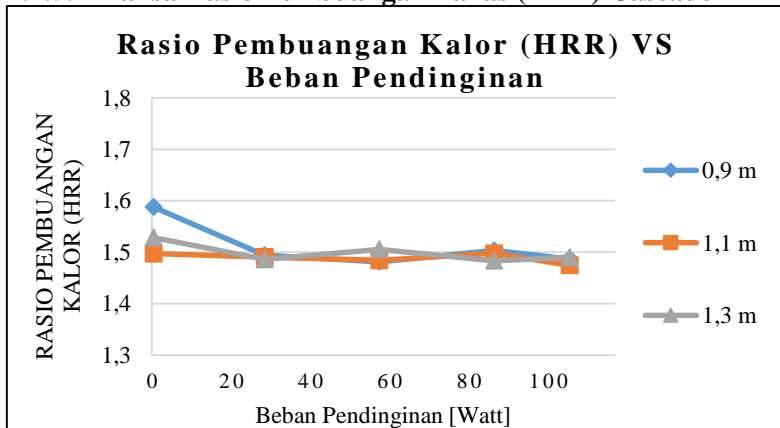
Gambar 4.11 Grafik Daya Nyata Kompresor VS Beban Pendinginan

Gambar diatas menunjukkan grafik kerja kompresor pada sistem *High Stage*. Grafik tersebut menunjukkan trendline grafik yang naik pada sistem *High Stage*, Secara teori, daya aktual yang diberikan kompresor diketahui melalui perhitungan dengan persamaan:

$$\dot{W}_{c,HS} = \dot{m}_{HS}(h_6 - h_5) [kW]$$

Dari persamaan rumus diatas dapat dilihat bahwa kenaikan pada trendline masing-masing panjang pipa kapiler dengan beban yang sama, kerja kompresor yang dihasilkan bergantung pada perubahan entalpi keluar dan masuk kompresor *high stage* dan laju masa refrigeran yang melaluinya.

4.4.5. Analisa Rasio Pembuangan Panas (HRR) Cascade



Gambar 4.12 Grafik Rasio Pembuangan Kalor (HRR) VS Beban Pendinginan

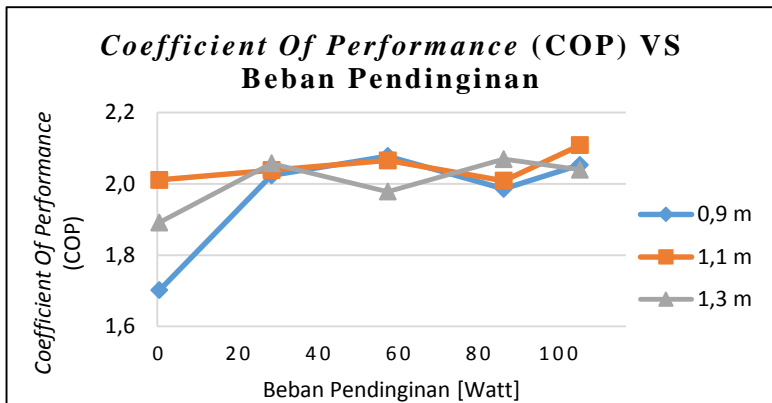
Pada gambar grafik diatas dapat dilihat untuk besarnya *Heat Rejection Ratio* dari siklus Cascade. Terlihat untuk kedua sistem memiliki trendline grafik HRR yang menurun mendekati ke nilai 1 seiring dengan naiknya beban pendinginan. Pada gambar grafik terlihat nilai *Heat Rejection Ratio* pada panjang pipa kapiler 1,3m

secara keseluruhan lebih tinggi dibandingkan dengan nilai *Heat Rejection Ratio* pada panjang pipa kapiler yang lainnya. *Heat Rejection Ratio* adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas yang dibuang oleh kondensor dan yang diserap oleh evaporator. Nilai dari *Heat Rejection Ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai Q_{kond} pada sistem *high stage* dengan nilai Q_{evap} pada sistem *low stage*, seperti persamaan sebagai berikut:

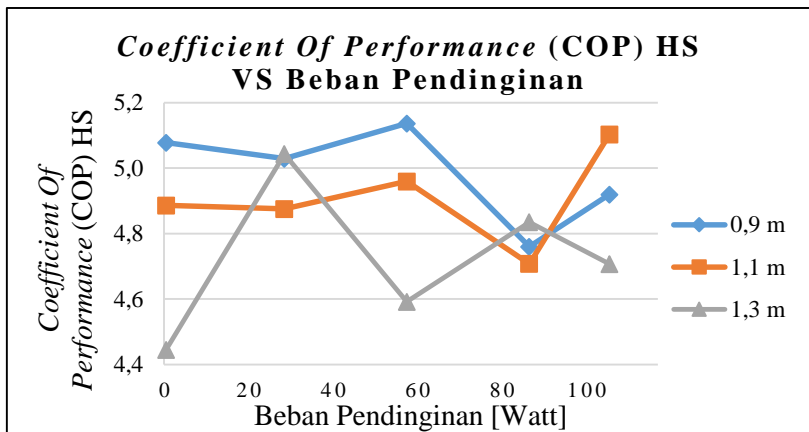
$$HRR = \frac{\dot{Q}_{c HS}}{\dot{Q}_{e LS}} = \frac{\dot{m}_{HS}(h_6 - h_7)}{\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)}$$

Secara teori, nilai HRR akan semakin baik jika mendekati nilai 1, walaupun pada kenyataannya HRR tidak akan pernah memiliki nilai 1. Semakin mendekati nilai 1 maka menunjukkan bahwa semakin bagusnya jumlah kalor yang diserap ke sistem mampu dibuang ke lingkungan dan semakin sedikitnya kalor tambahan yang masuk ke sistem selain dari evaporator. Dari eksperimen didapatkan nilai HRR yang paling rendah yaitu 1,47 pada panjang pipa kapiler 0,9 m dan dengan beban 105,6 watt (beban maksimum).

4.4.6. Analisa Koefisien Prestasi (COP)



Gambar 4.13 Grafik COP Cascade VS Beban Pendinginan



Gambar 4.14 Grafik COP High Stage VS Beban Pendinginan

Dari **gambar 4.13** grafik COP *cascade* tersebut terdapat 3 variasi panjang pipa kapiler dimana dapat terlihat secara liner akan naik, tetapi secara trendline akan fluktuatif naik dan turun seiring

dengan naiknya beban pendinginan di evaporator *Low Stage*. Fluktuatif naik dan turun trendline ini disebabkan karena naiknya beban pendinginan sehingga menyebabkan naiknya temperatur pada kabin sehingga tekanan pun akan naik yang kemudian berpengaruh terhadap perubahan entalpi yang terlihat seperti rumus (2.1) dan (2.3) yang membahas pada balans energi evaporator.

Dari grafik terlihat bahwa nilai COP *cascade* terendah adalah 1,7014067 pada panjang pipa kapiler 1,3 m dan pada saat pembebanan 0 watt (tanpa beban) dengan temperatur kabin yang dihasilkan yaitu -33,38°C, dan nilai COP *cascade* tertinggi adalah 2,1083236 pada panjang pipa kapiler 1,1 m dan pada saat pembebanan 105,6 watt (beban maksimum) dengan temperatur kabin yang dihasilkan yaitu -25,86°C. Sebenarnya pada sistem refrigerasi *cascade* yang ditinjau adalah temperatur yang dicapai oleh evaporator *Low Stage* yang nantinya akan digunakan untuk mendinginkan ruangan pada *cooling box*. COP digunakan untuk membandingkan daya yang berguna dengan daya yang dibutuhkan sistem untuk bekerja, sehingga berdasarkan rumus diatas maka diharapkan bahwa nilai COP minimal dan harus selalu diatas 1. Jika COP kurang dari 1 maka sistem akan mengeluarkan daya lebih besar dari daya yang dihasilkan, sehingga tidak menguntungkan. Secara teori COP memiliki persamaan:

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_{evaporator LS}}{\dot{W}_{cascade}}$$

Pada sistem cascade ini daya yang berguna untuk sistem pendinginan pada evaporator *low stage* dan daya butuhnya yaitu daya kompresi kompresor pada kedua *stage*. COP yang menurun dengan semakin Dari hasil perhitungan maka rata-rata COP yang paling baik dengan beban yang sama yaitu pada panjang pipa kapiler 1,1 m.

Sedangkan pada **gambar 4.14** grafik COP *high stage* tersebut terdapat 3 variasi panjang pipa kapiler dimana dapat

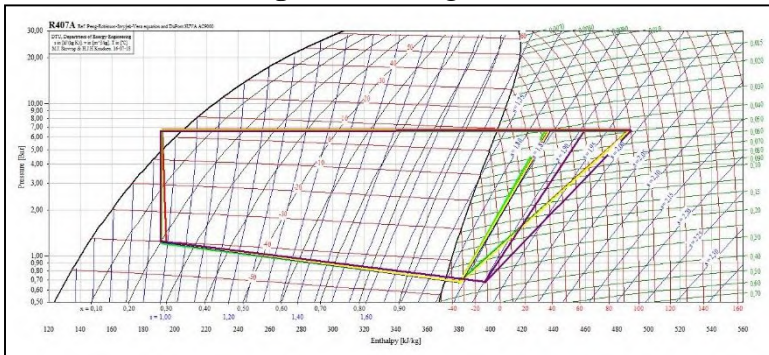
terlihat secara liner akan naik, tetapi secara trendline akan fluktuatif naik dan turun seiring dengan naiknya beban pendinginan. Dari grafik terlihat bahwa nilai COP *high stage* terendah adalah 3,350284063 pada panjang pipa kapiler 1,3 m dan pada saat pembebanan 0 watt (tanpa beban) dengan temperatur kabin yang dihasilkan yaitu -33,38°C dan nilai COP *cascade* tertinggi adalah 4,526868237 pada panjang pipa kapiler 0,9 m dan pada saat pembebanan 105,6 watt (beban maksimum) dengan temperatur kabin yang dihasilkan yaitu -25,86°C. Secara teori COP memiliki persamaan:

$$COP_{high\ stage} = \frac{\dot{Q}_{evaporator\ HS}}{\dot{W}_{c_HS}}$$

Pada sistem *high stage* ini daya yang berguna untuk sistem pendinginan pada evaporator *high stage* dan daya butuhnya yaitu daya kompresi kompresor pada *high stage*.

4.4. Analisa P-h Diagram dan Pembahasan

4.5.1. Analisa P-h Diagram *Low Stage*



Gambar 4.15 Hasil Gambar Kurva Kerja Sistem *Low Stage* Dengan Software Coolpack

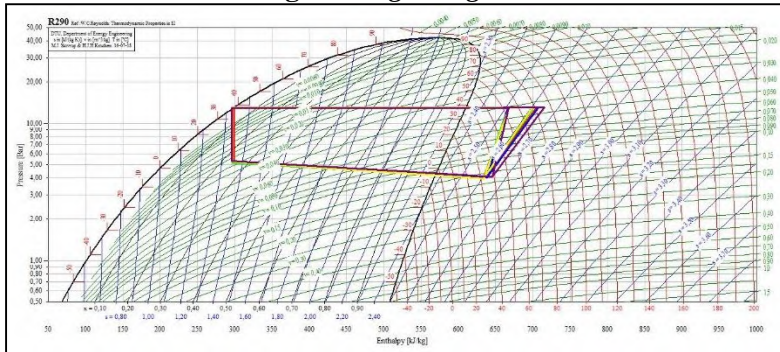
Pada gambar 4.14 dapat dilihat bahwa semakin besar pembebanan yang diberikan pada evaporator *Low Stage* menggunakan *electric heater* maka kurva tingkat keadaan akan sedikit bergeser ke kiri dan naik.

Pada kurva yang digambar terlihat makin bergeser ke kiri dan makin naik ke atas dikarenakan jika beban dinaikkan maka mengakibatkan temperatur keluar evaporator makin *superheat*. Karena temperatur refrigeran gas ini makin *superheat* ini maka pada saat beban dinaikkan, laju aliran massa refrigeran di kompresor akan semakin naik karena efisiensi volumetriknya makin naik. Jika laju aliran massa makin naik maka massa jenis (ρ) akan semakin naik. Hal ini menyebabkan kompresor bekerja lebih berat. Setelah refrigeran dikompresi hingga mencapai tekanan kondensor maka karena laju aliran massanya makin kecil maka aliran di dalam kondensor lebih cepat sehingga kondensor dapat menjadikan refrigeran tersebut semakin menjauhi *subcooling* atau dengan kata lain akan dapat menggeser titik keluar kondensor/tingkat keadaannya bergeser ke sebelah kanan mendekati garis *saturation liquid* (daerah *subcool*).

Dari kondensor maka refrigeran cair akan diturunkan tekanannya oleh TXV. Karena TXV ini bekerja dengan cara membaca temperatur *superheat* keluaran dari evaporator maka semakin *superheat* temperatur keluaran evaporator yang diakibatkan karena naiknya beban pendinginan akan membuat TXV membuka katup nya lebih besar dan aliran refrigeran akan semakin banyak. Karena laju aliran massa yang melalui TXV naik maka *pressure drop* pada TXV juga turun sehingga yang sebelumnya tekanan dari kondensor akan turun ke tekanan evaporator semula menjadi turun ke tekanan yang lebih tinggi dari tekanan evaporator sebelum dilakukan pembebanan. Dari hal tersebut jika dilihat pada gambar kurva maka terlihat garis kerja evaporator akan naik dari garis kerja evaporator sebelumnya. Setelah kondisi *steady*, maka tekanan di kondensor juga akan naik karena dengan rasio kompresi yang sama jika tekanan evaporator

naik maka tekanan kondensor juga akan naik. Hal tersebut di atas juga akan terjadi setiap beban pendinginan dinaikkan hingga pada beban pendinginan yang maksimum.

4.5.2. Analisa P-h Diagram *High Stage*



Gambar 4.16 Hasil Gambar Kurva Kerja Sistem *High Stage* Dengan Software Coolpack

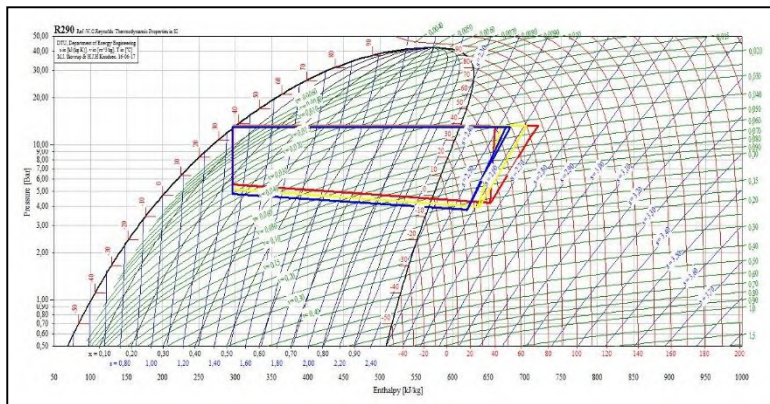
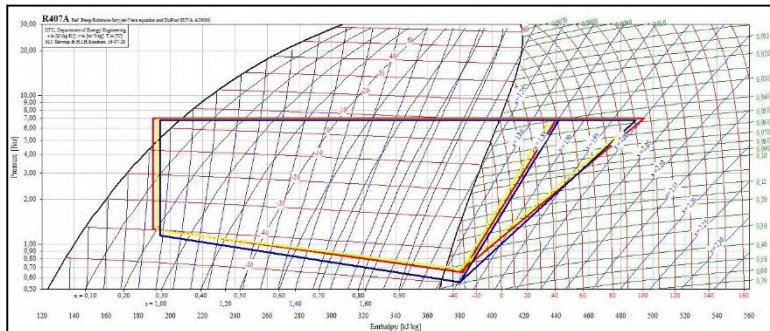
Pada gambar 4.15 dapat dilihat bahwa semakin besar pembebanan yang diberikan pada evaporator *Low Stage* menggunakan *electric heater* maka kurva tingkat keadaan pada sistem *High Stage* akan cenderung bergeser sedikit ke kiri dan naik ke atas.

Pada kurva yang digambar terlihat makin bergeser sedikit ke kiri dan makin naik ke atas dikarenakan jika beban pendinginan di evaporator *Low Stage* dinaikkan maka akan mempengaruhi pertukaran panas di dalam *cascade heat exchanger* yang mengakibatkan temperatur keluar evaporator lebih *superheat*, namun masih berada di dekat garis uap jenuhnya. Hal ini disebabkan karena pertukaran panas di *cascade heat exchanger* yang maksimal sehingga menyebabkan temperatur keluaran evaporator *High Stage* mempunyai temperatur *superheat* yang besar.

Pada saat masuk kompresor terjadi kompresi terhadap refrigeran gas yang *superheat* keluaran dari evaporator untuk dinaikkan tekanannya ke tekanan kondensor. Karena temperatur keluaran evaporator sudah *superheat* maka pada saat beban dinaikkan, laju aliran massa refrigeran di kompresor akan semakin rendah karena efisiensi volumetriknya makin kecil. Jika laju aliran massa makin rendah maka massa jenis (ρ) akan semakin kecil juga karena kondisi refrigerannya makin dalam bentuk gas. Hal ini menyebabkan kompresor bekerja lebih ringan. Setelah refrigeran dikompresi hingga mencapai tekanan kondensor maka karena laju aliran massanya makin kecil, aliran di dalam kondensor lebih pelan sehingga kondensor dapat menjadikan refrigeran tersebut semakin *subcooling* atau dengan kata lain akan dapat menggeser titik keluar kondensor/tingkat keadaannya bergeser ke sebelah kiri garis *saturation liquid* (daerah *subcool*). Dari kondensor maka refrigeran cair akan diturunkan tekanannya oleh pipa kapiler, karena laju aliran massa refrigeran yang berasal dari kondensor mempunyai kecepatan yang rendah/kecil, maka pada saat melewati pipa kapiler yang mempunyai panjang dan diameter tetap dengan semakin kecilnya laju aliran massa yang melewati pipa kapiler akan menyebabkan *pressure drop* semakin kecil juga. Hal tersebut mengakibatkan tekanan setelah keluar pipa kapiler tidak kembali ke tekanan evaporator sebelum dilakukan pembebanan sehingga kurva pada tekanan evaporator akan turun sampai kondisi pada pembebanan yang dilakukan *steady*. Setelah kondisi *steady*, maka tekanan di kondensor akan turun karena dengan rasio kompresi yang sama pada kompresor *High Stage* jika tekanan evaporator turun maka tekanan kondensor juga akan turun. Hal tersebut di atas juga akan terjadi setiap beban pendinginan dinaikkan hingga pada beban pendinginan yang maksimum.

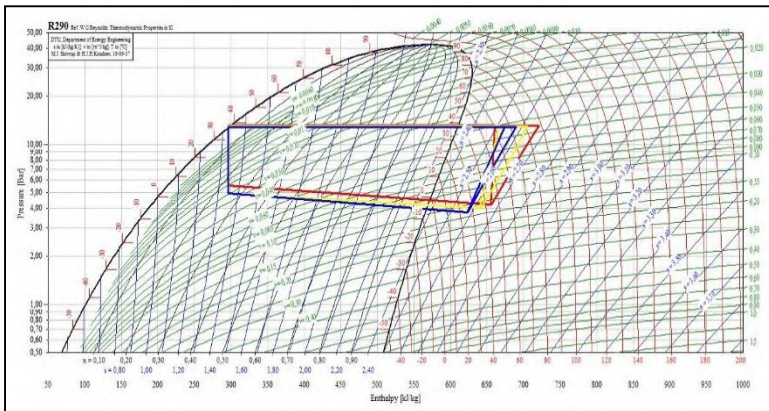
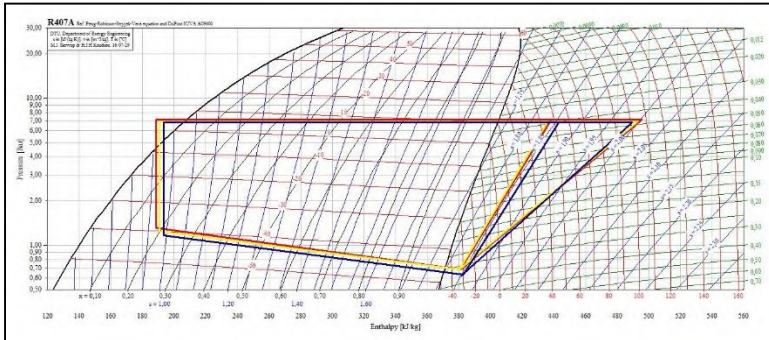
- ## LAMPIRAN

LAMPIRAN 2. Gambar Kurva Kerja Isentropis-Aktual Beban Heater 28,8 Watt



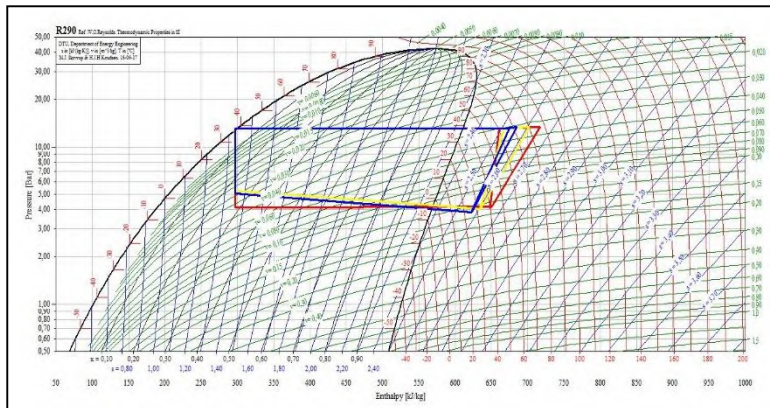
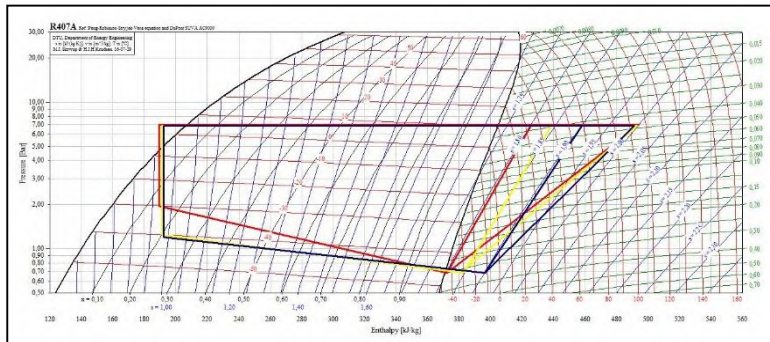
- Merah = Pipa Kapiler 0,9 m
- Kuning = Pipa Kapiler 1,1 m
- Biru = Pipa Kapiler 1,3 m

LAMPIRAN 3. Gambar Kurva Kerja Isentropis-Aktual Beban Heater 57,6 Watt



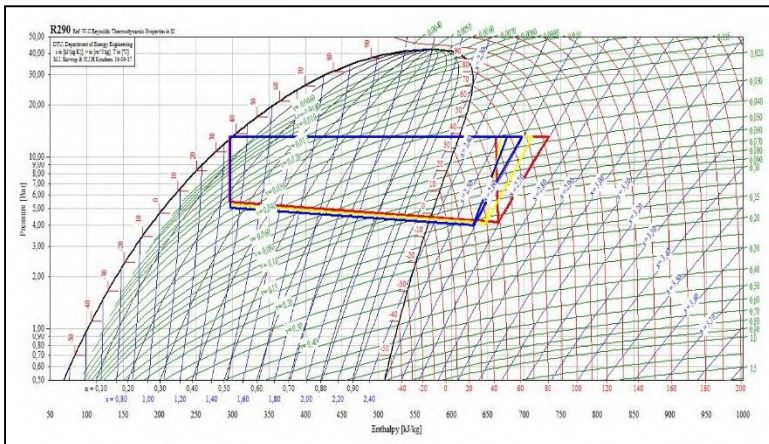
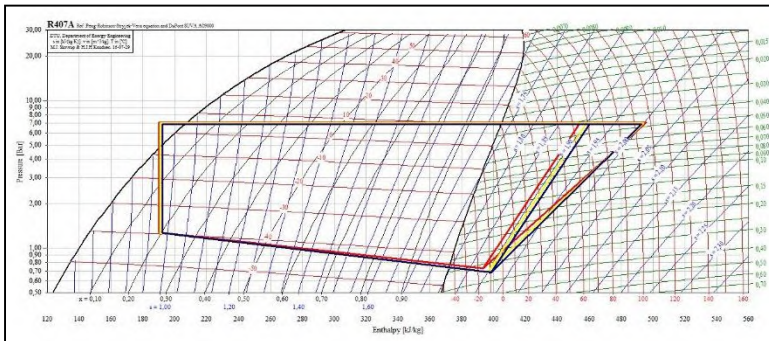
- Merah = Pipa Kapiler 0,9 m
- Kuning = Pipa Kapiler 1,1 m
- Biru = Pipa Kapiler 1,3 m

LAMPIRAN 4. Gambar Kurva Kerja Isentropis-Aktual Beban Heater 86,4 Watt



- Merah = Pipa Kapiler 0,9 m
- Kuning = Pipa Kapiler 1,1 m
- Biru = Pipa Kapiler 1,3 m

LAMPIRAN 5. Gambar Kurva Kerja Isentropis-Aktual Beban Heater 105,6 Watt



- Merah = Pipa Kapiler 0,9 m
- Kuning = Pipa Kapiler 1,1 m
- Biru = Pipa Kapiler 1,3 m

LAMPIRAN 6. Tabel Data Pada Beban Heater 0 Watt

➤ 0,9 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit								Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	8,5	-30,9	105,4	8,1	-39	-30,7	29,8	9	108	105	12	210	2,3	0,006
5	8,4	-31,9	106,1	8,3	-39,1	-30,7	29,8	10	108	105	12	210	2,3	0,006
10	8,4	-33,5	105,9	8,2	-38,8	-31,3	29,8	9	108	105	13	210	2,3	0,006
15	8,3	-33,9	105,4	8	-38,8	-32,5	29,8	9	109	105	13	210	2,3	0,006
20	8,5	-34,2	104,8	7,8	-39,5	-32,7	29,8	9	108	105	13	210	2,3	0,006
AVG	8,4	-32,9	105,5	8,1	-39,0	-31,6	29,8	9,2	108,2	105,0	12,6	210,0	2,3	0,006

HIGH STAGE											
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8			
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	43,7	61,2	37	7,8	63	193	175	65	210	1,9	0,006
5	42,7	61,1	37	7,7	63	190	175	65	210	1,9	0,006
10	42,6	60,9	37	7,5	63	193	175	65	210	1,9	0,006
15	42,7	60,6	37	6,3	63	190	175	65	210	1,9	0,006
20	41,9	60,3	37	6	63	190	175	65	210	1,9	0,006
AVG	42,7	60,8	37,0	7,1	63,0	191,2	175,0	65,0	210,0	1,9	0,006

➤ 1,1 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	7,5	-32,6	105	6,6	-40	-31,9	29,5	10	105	99	14	210	2,3	0,006
5	7,4	-33,2	104,8	6,6	-40,2	-32	29,5	10	105	99	14	210	2,3	0,006
10	7,5	-33,7	104,5	6,5	-40,2	-32,4	29,5	10	105	99	14	210	2,3	0,006
15	7,5	-33,9	104,2	6,3	-40,2	-33	29,5	10	105	99	14	210	2,3	0,006
20	7,5	-34	103,8	6,3	-40,5	-33,1	29,5	10	105	99	14	210	2,3	0,006
AVG	7,48	-33,48	104,46	6,46	-40,22	-32,48	29,5	10	105	99	14	210	2,3	0,006

HIGH STAGE												Voltage	Arus	Debit
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(L/s)			
0	53,2	64,4	38	3,8	59	190	175	62	210	1,9	0,006			
5	53,1	64,3	38	3,8	59	190	175	62	210	1,9	0,006			
10	52,7	64,1	37	3,7	59	190	175	62	210	1,9	0,006			
15	53	63,9	38	3,6	59	190	175	62	210	1,9	0,006			
20	52,6	63,7	38	3,4	59	190	175	62	210	1,9	0,006			
AVG	52,92	64,08	37,8	3,66	59	190	175	62	210	1,9	0,006			

➤ 1,3 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(l/s)
0	6	-34,3	104,6	5,1	-41	-33,1	29,8	8	100	94	11	210	2,2	0,005
5	6,9	-34,5	103,5	4,9	-41,3	-33,3	29,8	8	100	94	12	210	2,2	0,005
10	6,8	-33,9	103,1	4,8	-41,6	-33,5	29,8	8	100	94	11	210	2,2	0,005
15	7	-33,9	103	4,6	-41,6	-33,5	29,8	8	100	94	11	210	2,2	0,005
20	6,6	-33,8	102,8	4,8	-41,5	-33,5	29,8	8	100	94	11	210	2,2	0,005
AVG	6,66	-34,08	103,4	4,84	-41,4	-33,38	29,8	8	100	94	11,2	210	2,2	0,005

HIGH STAGE												Voltage	Arus	Debit
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)			
0	62,7	67,6	37	-0,2	56	190	175	58	210	1,9	0			
5	63,5	67,5	37	-0,1	56	189	175	58	210	1,9	0			
10	62,8	67,3	37	-0,1	56	189	175	58	210	1,9	0			
15	63,3	67,2	37	0,9	56	190	175	58	210	1,9	0			
20	63,3	67,1	37	0,8	56	190	175	58	210	1,9	0			
AVG	63,12	67,34	37	0,26	56	189,6	175	58	210	1,9	0			

LAMPIRAN 7. Tabel Data Pada Beban Heater 28,8 Watt

➤ 0,9 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(l/s)
0	7,1	-34	105,8	7,7	-39,6	-31,9	29,8	10	102	101	14	210	2,3	0,006
5	7	-33,9	105,9	8	-39,4	-31,9	29,8	9	102	100	14	210	2,3	0,006
10	6,7	-33,7	106,2	8,1	-39,4	-31,9	29,8	9	102	101	14	210	2,3	0,006
15	7,1	-34	106,2	7,4	-40	-31,9	29,8	9	102	101	14	210	2,3	0,006
20	7,1	-34,5	105,9	7,6	-40	-31,9	29,8	10	102	101	14	210	2,3	0,006
AVG	7	-34,02	106,0	7,76	-39,7	-31,9	29,8	9,4	102	100,8	14	210	2,3	0,006
HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)			
0	43,2	60,8	37	5,7	61	191	176	63	210	1,9	0,006			
5	42,9	60,7	37	5,4	61	191	176	62	210	1,9	0,006			
10	41,4	60,6	37	5,3	61	191	175	63	210	1,9	0,006			
15	41,5	60,6	37	5,3	61	191	176	63	210	1,9	0,006			
20	41,1	60,7	37	5,4	61	191	176	63	210	1,9	0,006			
AVG	42,02	60,7	37	5,42	61	191	175,8	62,8	210	1,9	0,006			

➤ 1,1 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	7,4	-34,2	103,5	6,1	-40,6	-32,6	29,8	10	100	97	14	210	2,3	0,006
5	7,4	-34,2	103,5	6,2	-40,5	-32,6	29,8	10	100	97	14	210	2,3	0,006
10	7,5	-34,2	103,6	6,2	-40,6	-32,6	29,8	10	100	97	14	210	2,3	0,006
15	7,5	-34,3	103,6	6	-40,8	-32,6	29,8	10	100	97	14	210	2,3	0,006
20	7,5	-34,3	103,5	6	-40,8	-32,6	29,8	10	100	97	14	210	2,3	0,006
AVG	7,46	-34,24	103,54	6,1	-40,66	-32,6	29,8	10	100	97	14	210	2,3	0,006

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(L/s)			
0	43,1	63,6	37	3,1	58	190	175	60	210	1,9	0,006			
5	43	63,5	37	3,1	58	190	175	60	210	1,9	0,006			
10	42,7	63,5	37	3,2	58	190	175	60	210	1,9	0,006			
15	42,9	63,5	37	3,2	58	190	175	60	210	1,9	0,006			
20	42,7	63,5	37	3,2	58	190	175	60	210	1,9	0,006			
AVG	42,88	63,52	37	3,16	58	190	175	60	210	1,9	0,006			

➤ 1,3 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	7,7	-34,4	101,2	4,5	-41,6	-33,3	29,8	8	99	92	11	210	1,9	0,005
5	7,8	-34,5	101,1	4,4	-41,6	-33,3	29,8	8	100	92	11	210	1,9	0,005
10	8,3	-34,7	101	4,3	-41,8	-33,3	29,8	8	99	92	11	210	1,9	0,005
15	7,9	-34,6	101	4,6	-41,6	-33,3	29,8	8	99	92	11	210	1,9	0,005
20	7,9	-34,1	101,1	4,4	-41,6	-33,3	29,8	8	99	92	11	210	1,9	0,005
AVG	7,92	-34,46	101,08	4,44	-41,64	-33,3	29,8	8	99,2	92	11	210	1,9	0,005

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(L/s)			
0	63	66,4	37	0,5	55	189	174	57	210	2,3	0,005			
5	63,1	66,3	37	0,8	55	189	174	58	210	2,3	0,005			
10	64	66,4	37	1,1	55	189	175	57	210	2,3	0,005			
15	64,3	66,4	37	1,1	55	189	174	57	210	2,3	0,005			
20	64,3	66,3	37	1	55	189	174	57	210	2,3	0,005			
AVG	63,74	66,36	37	0,9	55	189	174,2	57,2	210	2,3	0,005			

LAMPIRAN 8. Tabel Data Pada Beban Heater 57,6 Watt

➤ 0,9 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	8,6	-33,6	106,8	7,5	-39,6	-30,6	30,2	10	103	100	14	210	2,3	0,006
5	8,4	-34,2	107	7,9	-38,9	-30,2	30,2	10	103	100	14	210	2,3	0,006
10	9,1	-32,6	106,8	8	-38	-30,2	30,2	10	103	100	13	210	2,3	0,006
15	9,3	-32,1	107,6	7,9	-38	-30,2	30,2	10	103	100	14	210	2,3	0,006
20	9,3	-31,8	107,6	7,7	-38,5	-30,2	30,2	10	103	100	14	210	2,3	0,006
AVG	8,94	-32,86	107,16	7,8	-38,6	-30,28	30,2	10	103	100	13,8	210	2,3	0,006

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(L/s)			
0	41,9	60,8	37	5,5	61	191	175	66	210	1,9	0,006			
5	41,9	60,1	37	5,3	61	191	175	66	210	1,9	0,006			
10	43,6	60,5	37	5,3	61	191	175	66	210	1,9	0,006			
15	46,3	60,5	37	6	61	191	175	66	210	1,9	0,006			
20	46,8	60,3	37	5,7	61	191	175	66	210	1,9	0,006			
AVG	44,1	60,44	37	5,56	61	191	175	66	210	1,9	0,006			

➤ 1,1 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
Menit	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
	°C							Psig				Volt	Ampere	(l/s)
0	9,3	-33,2	103,9	6	-40,6	-31,5	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
5	9,4	-33,2	104,2	6,1	-40,2	-31,3	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
10	9,8	-32,3	104,2	6,4	-39,7	-31,3	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
15	10	-32,2	104,6	6,4	-39,7	-31,3	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
20	10	-32	104,6	6,3	-40	-31,3	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
AVG	9,7	-32,58	104,3	6,24	-40,04	-31,34	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
Menit	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)			
0	53,6	63,5	37	3,4	58	190	175	62	210	1,9	0,006			
5	53,6	63,3	37	3,4	58	190	175	62	210	1,9	0,006			
10	54,7	63,5	37	3,5	58	190	175	62	210	1,9	0,006			
15	56	63,6	37	3,8	58	190	175	62	210	1,9	0,006			
20	56,3	63,6	37	3,7	58	190	175	62	210	1,9	0,006			
AVG	54,84	63,5	37	3,56	58	190	175	62	210	1,9	0,006			

➤ 1,3 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
Menit	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	10	-32,8	101	4,5	-41,6	-32,4	29,8	9	100	93	12	210	2,3	0,005
5	10,4	-32,2	101,4	4,3	-41,5	-32,4	29,8	9	100	93	12	210	2,3	0,005
10	10,5	-32	101,6	4,8	-41,4	-32,4	29,8	9	100	93	12	210	2,3	0,005
15	10,7	-32,3	101,6	4,9	-41,4	-32,4	29,8	9	100	93	12	210	2,3	0,005
20	10,7	-32,2	101,6	4,9	-41,5	-32,4	29,8	9	100	93	12	210	2,3	0,005
AVG	10,46	-32,3	101,44	4,68	-41,48	-32,4	29,8	9	100	93	12	210	2,3	0,005

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
Menit	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
	°C				Psig				Volt	Ampere	(L/s)			
0	55,3	66,2	37	1,3	55	189	175	58	210	1,9	0,005			
5	55,3	66,5	37	1,5	55	189	175	58	210	1,1	1,005			
10	55,8	66,5	37	1,7	55	189	175	58	210	1,11	2,005			
15	55,7	66,7	37	1,6	55	189	175	58	210	1,12	3,005			
20	55,8	66,9	37	1,7	55	189	175	58	210	1,13	4,005			
AVG	55,58	66,56	37	1,56	55	189	175	58	210	1,272	2,005			

LAMPIRAN 9. Tabel Data Pada Beban Heater 86,4 Watt

➤ 0,9 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	6,9	-43,1	106,1	7,8	-39,6	-29,5	30	10	102	100	14	210	2,3	0,006
5	8,7	-44,6	105,8	7,4	-39,5	-29,4	30	10	102	100	14	210	2,3	0,006
10	9,3	-44,3	105,5	7	-39,2	-28,9	30	10	101	100	14	210	2,3	0,006
15	8	-43,8	105,4	7,2	-38,9	-28,5	30	10	101	100	14	210	2,3	0,006
20	6,4	-44,2	106	7,1	-38,7	-28	30	10	101	100	14	210	2,3	0,006
AVG	7,86	-44	105,76	7,3	-39,18	-28,86	30	10	101,4	100	14	210	2,3	0,006

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(L/s)			
0	37,1	60,2	37	4,3	60	190	175	64	210	1,9	0,006			
5	35,7	60	37	4,3	60	190	175	64	210	1,9	0,006			
10	39,4	60	37	4,1	60	190	175	63	210	1,9	0,006			
15	41,9	60,8	37	4,5	60	190	175	63	210	1,9	0,006			
20	44,9	61,2	37	4,7	60	190	175	63	210	1,9	0,006			
AVG	39,8	60,44	37	4,38	60	190	175	63,4	210	1,9	0,006			

➤ 1,1 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(l/s)
0	10,3	-32,7	104,4	6,3	-40,1	-29,7	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
5	11,2	-33,3	104,4	6,2	-40	-29,5	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
10	11,6	-33,3	104,3	6,2	-39,9	-29,2	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
15	11	-33	104,3	6,2	-39,7	-28,9	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
20	10,3	-33	104,7	6,2	-39,6	-28,6	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006
AVG	10,88	-33,06	104,42	6,22	-39,86	-29,18	30	10	100	98	14	210	2,3	0,006

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)			
0	52,7	63,6	37	3,2	58	190	175	61	210	1,9	0,006			
5	52	63,6	37	3,2	58	190	175	61	210	1,9	0,006			
10	51,2	63,6	37	3,1	58	190	175	61	210	1,9	0,006			
15	52,5	64	37	3,3	58	190	175	61	210	1,9	0,006			
20	54	64,2	37	3,4	58	190	175	61	210	1,9	0,006			
AVG	52,48	63,8	37	3,24	58	190	175	61	210	1,9	0,006			

➤ 1,3 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(l/s)
0	13,7	-12,3	102,7	4,8	-40,6	-29,9	30	10	100	94	13	210	2,3	0,006
5	13,7	-12	103	5	-40,5	-29,6	30	10	100	94	13	210	2,3	0,006
10	13,9	-12,3	103,1	5,4	-40,6	-29,5	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
15	14	-12,2	103,2	5,2	-40,5	-29,3	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
20	14,2	-11,8	103,4	5,3	-40,5	-29,2	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
AVG	13,9	-12,12	103,08	5,14	-40,54	-29,5	30	10	100	94,6	13	210	2,3	0,006

HIGH STAGE														
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit			
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8						
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)			
0	58,3	67	37	2,1	56	190	175	58	210	1,9	0,006			
5	58,3	67,2	37	2,1	56	190	175	58	210	1,9	0,006			
10	53	67,2	37	2,1	56	190	175	59	210	1,9	0,006			
15	53,1	67,2	37	2,1	56	190	175	59	210	1,9	0,006			
20	53,1	67,2	37	2,1	56	190	175	59	210	1,9	0,006			
AVG	55,16	67,16	37	2,1	56	190	175	58,6	210	1,9	0,006			

LAMPIRAN 10. Tabel Data Pada Beban Heater 105,6 Watt

➤ 0,9 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	14,2	-15,3	106,7	7,3	-38,9	-26	30	10	104	101	15	210	2,3	0,006
5	13,8	-15,9	107,7	7,5	-39,4	-25,2	30	10	104	101	15	210	2,3	0,006
10	13,6	-16,2	107,5	7,1	-40,1	-25,5	30	11	104	101	15	210	2,3	0,006
15	14,7	-15,8	107,3	7	-39,8	-25	30	11	104	101	15	210	2,3	0,006
20	15,1	-16,4	107,2	6,7	-39,8	-24,9	30	11	104	101	15	210	2,3	0,006
AVG	14,28	-15,92	107,28	7,12	-39,6	-25,32	30	10,6	104	101	15	210	2,3	0,006

HIGH STAGE											
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8			
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)
0	49,4	60,1	37	4,8	60	190	175	63	210	1,9	0,006
5	49	60,3	37	5,1	60	190	175	63	210	1,9	0,006
10	46,4	60,4	36	4,8	60	190	175	63	210	1,9	0,006
15	47,4	60,9	36	5,4	60	190	175	63	210	1,9	0,006
20	48,5	60,3	37	5,3	60	190	175	63	210	1,9	0,006
AVG	48,14	60,4	36,6	5,08	60	190	175	63	210	1,9	0,006

➤ 1,1 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur							Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3	P4			
Menit	°C							Psig				Volt	Ampere	(L/s)
0	14,9	-12,6	105,3	6,3	-39,6	-26,5	30	10	102	98	14	210	2,3	0,006
5	14,9	-12,6	105,8	6,4	-39,6	-26	30	10	102	98	14	210	2,3	0,006
10	15	-12,6	106	6,4	-39,8	-25,9	30	10	102	98	14	210	2,3	0,006
15	15,5	-12,4	106	6,3	-39,6	-25,5	30	10	102	98	14	210	2,3	0,006
20	15,7	-12,5	106,1	6,2	-39,6	-25,4	30	10	102	98	14	210	2,3	0,006
AVG	15,2	-12,54	105,84	6,32	-39,64	-25,86	30	10	102	98	14	210	2,3	0,006

HIGH STAGE											
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8			
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)
0	59,7	63,8	37	3,5	59	190	175	61	210	1,9	0,006
5	59,4	63,9	37	3,6	59	190	175	61	210	1,9	0,006
10	58,2	64	37	3,6	59	190	175	61	210	1,9	0,006
15	58,8	64,3	37	3,9	59	190	175	61	210	1,9	0,006
20	59,2	64	37	3,9	59	190	175	61	210	1,9	0,006
AVG	59,06	64	37	3,7	59	190	175	61	210	1,9	0,006

➤ 1,3 m

LOW STAGE														
Waktu	Temperatur						Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit	
	T1	T1b	T2	T3	T4	TK	TL	P1	P2	P3				P4
Menit	°C						Psig				Volt	Ampere	(L/s)	
0	15,6	-9,9	103,9	5,3	-40,3	-27	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
5	16	-9,3	103,9	5,3	-39,8	-26,8	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
10	16,4	-9	104,5	5,7	-39,5	-26,3	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
15	16,3	-9	104,7	5,6	-39,4	-26	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
20	16,3	-8,6	105	5,7	-39,4	-25,9	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006
AVG	16,12	-9,16	104,4	5,52	-39,68	-26,4	30	10	100	95	13	210	2,3	0,006

HIGH STAGE												
Waktu	Temperatur				Tekanan (Psig)				Voltage	Arus	Debit	
	T5	T6	T7	T8	P5	P6	P7	P8				
Menit	°C				Psig				Volt	Ampere	(l/s)	
0	60	67,5	37	2,2	58	190	175	59	210	1,9	0,006	
5	69,8	67,5	37	2,1	58	190	175	59	210	1,9	0,006	
10	60	67,6	38	2,4	58	190	175	59	210	1,9	0,006	
15	60,2	67,7	38	2,4	58	190	175	59	210	1,9	0,006	
20	69,9	67,7	37	2,5	58	190	175	59	210	1,9	0,006	
AVG	63,98	67,6	37,4	2,32	58	190	175	59	210	1,9	0,006	

LAMPIRAN 11. Tabel Data Entalpi

	h1	h2s	h2	h3	h4	h5	h6s	h6	h7	h8
	kJ/kg									
0,9 m & 0 Watt	411,14	455,63	490,98	211,43	211,43	667,82	740,55	658,15	298,51	298,51
0,9 m & 28,8 Watt	409,96	452,44	491,86	210,95	210,95	648,27	717,82	657,98	298,51	298,51
0,9 m & 57,6 Watt	411,47	453,03	493,13	211,01	211,01	652,12	720,96	657,41	298,51	298,51
0,9 m & 86,4 Watt	410,58	452,32	491,66	210,29	210,29	644,38	717,04	657,64	298,51	298,51
0,9 m & 105,6 Watt	415,81	458,5	493	210,04	210,04	659,82	733,5	657,56	297,37	297,37
	411,792	454,384	492,126	210,744	210,744	654,482	725,974	657,748	298,282	298,282
1,1 m & 0 Watt	410,27	452,79	490,15	209,1	209,1	632,01	699,79	665,53	300,81	300,81
1,1 m & 28,8 Watt	410,26	451,57	489,55	208,59	208,59	632,15	700,58	664,32	298,51	298,51
1,1 m & 57,6 Watt	412,1	453,77	490,3	208,79	208,79	635,72	703,71	664,28	298,51	298,51
1,1 m & 86,4 Watt	413,07	454,96	490,42	208,76	208,76	631,43	702,15	664,93	298,51	298,51
1,1 m & 105,6 Watt	416,65	459,77	491,7	208,9	208,9	643,22	710,77	665,36	298,51	298,51
	412,47	454,572	490,424	208,828	208,828	634,906	703,4	664,884	298,97	298,97
1,3 m & 0 Watt	409,88	453,67	489,41	206,8	206,8	597,3	664,52	672,66	298,51	298,51
1,3 m & 28,8 Watt	410,91	454,69	487,17	206,24	206,24	616,38	679,41	670,67	298,51	298,51
1,3 m & 57,6 Watt	412,86	455,96	487,48	206,58	206,58	619,66	689,6	671,1	298,51	298,51
1,3 m & 86,4 Watt	415,57	457,95	489,09	207,23	207,23	618,68	684,9	672,19	298,51	298,51
1,3 m & 105,6 Watt	417,41	460,16	490,4	207,77	207,77	626,9	696,66	673,14	298,51	298,51
	413,326	456,486	488,71	206,924	206,924	615,784	683,018	671,952	298,51	298,51

LAMPIRAN 12. Tabel Properties Udara

	Tlabin	Tsurface	Tlingkungan	Density	Specific Heat Cp	Thermal Conductivity (k)	Kinematic Viscosity (v)	Expansion Coefficient (b)	Prandtl's Number (Pr)
		oC		(kg/m3)	(kJ/kg.K)	(W/m.K)	(m2/s)	(1/K)	
0.9 m & 0 V	-31.58	-30.06	29.8	1.4452	1.005	0.0218	10.9315	4.2005	0.7213
0.9 m & 60 V	-31.9	-30.38	29.8	1.4468	1.005	0.021812	10.9075	4.2059	0.72138
0.9 m & 120 V	-30.28	-28.76	30.2	1.4389	1.005	0.021938	11.029	4.1787	0.721056
0.9 m & 180 V	-28.86	-27.34	30	1.4321	1.005	0.022049	11.1355	4.1538	0.720772
0.9 m & 220 V	-25.32	-23.8	30	1.415	1.005	0.022325	11.401	4.0954	0.720064
1.1 m & 0 V	-32.48	-30.94	29.5	1.4496	1.005	0.021767	10.864	4.2157	0.721496
1.1 m & 60 V	-32.6	-31	29.8	1.4501	1.005	0.021757	10.855	4.2177	0.72152
1.1 m & 120 V	-31.34	-29.82	30	1.4441	1.005	0.021855	10.9495	4.1965	0.721268
1.1 m & 180 V	-29.18	-27.66	30	1.4336	1.005	0.022024	11.1115	4.1602	0.720836
1.1 m & 220 V	-25.86	-24.34	30	1.4176	1.005	0.022383	11.3605	4.1044	0.720172
1.3 m & 0 V	-33.38	-31.8	29.8	1.4539	1.005	0.021996	10.7965	4.2308	0.721676
1.3 m & 60 V	-33.3	-31.7	29.8	1.4535	1.005	0.021703	10.8025	4.2294	0.72166
1.3 m & 120 V	-32.4	-30.88	29.8	1.4492	1.005	0.021773	10.87	4.2143	0.72148
1.3 m & 180 V	-29.5	-27.98	30	1.4352	1.005	0.021999	11.0875	4.1656	0.7209
1.3 m & 220 V	-26.4	-24.88	30	1.4202	1.005	0.022441	11.32	4.1135	0.72028

LAMPIRAN 13. Tabel Hasil Perhitungan \dot{Q}_{gain} Pada Beban 0 Watt

➤ **0,9 m**

Material	Sisi Depan										
	Konduksi		Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V	
	L[m]	K[W/m.K] A[m2]									
Glass	0,88	0,8	0,441	742752,2415	0,72287	1608,672153	0,010791	1,4539	0,000015503	19,75264228	9
Udara	0,14	0,441									

Material	Sisi Belakang										
	Konduksi		Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V	
	L[m]	K[W/m.K] A[m2]									
Zn	0,0001	116	0,441	84,40366381	0,72287	1,124297918	0,010791	1,4539	0,000015503	121,3229883	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8440,366381	0,72287	44,75910629	0,010791	1,4539	0,000015503	48,2995516	9
Polishierene	0,028	0,125	0,441	23633,02587	0,72287	102,001799	0,010791	1,4539	0,000015503	39,31076475	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8440,366381	0,72287	44,75910629	0,010791	1,4539	0,000015503	48,2995516	9
Zn	0,0001	116	0,441	84,40366381	0,72287	1,124297918	0,010791	1,4539	0,000015503	121,3229883	9
										75,7116692	

Material	Sisi Samping										
	Konduksi		Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V	
	L[m]	K[W/m.K] A[m2]									
Zn	0,0001	116	0,342	84,40366381	0,72287	1,124297918	0,010791	1,4539	0,000015503	121,3229883	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8440,366381	0,72287	44,75910629	0,010791	1,4539	0,000015503	48,2995516	9
Polishierene	0,028	0,125	0,342	23633,02587	0,72287	102,001799	0,010791	1,4539	0,000015503	39,31076475	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8440,366381	0,72287	44,75910629	0,010791	1,4539	0,000015503	48,2995516	9
Zn	0,0001	116	0,342	84,40366381	0,72287	1,124297918	0,010791	1,4539	0,000015503	121,3229883	9

➤ **1,1 m**

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Re	Pr	Konveksi Dalam			u	h	V
	L[m]	K[W/m.K]	A[m ²]			Nu	kf	density			
Glass	0,88	0,8	0,441	748335,9648	0,72317	1618,561208	0,010722	1,4602	0,000015454	19,7206969	9
Udara	0,14	0,441									

Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Re	Pr	Konveksi Dalam			u	h	V
	L[m]	K[W/m.K]	A[m ²]			Nu	kf	density			
Zn	0,0001	116	0,441	85,03817782	0,72317	1,13120936	0,010722	1,4602	0,000015454	121,2882675	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8503,817782	0,72317	45,03425574	0,010722	1,4602	0,000015454	48,28572901	9
Polistirene	0,028	0,125	0,441	23810,68979	0,72317	102,6188387	0,010722	1,4602	0,000015454	39,29951461	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8503,817782	0,72317	45,03425574	0,010722	1,4602	0,000015454	48,28572901	9
Zn	0,0001	116	0,441	85,03817782	0,72317	1,13120936	0,010722	1,4602	0,000015454	121,2882675	9

Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Re	Pr	Konveksi Dalam			u	h	V
	L[m]	K[W/m.K]	A[m ²]			Nu	kf	density			
Zn	0,0001	116	0,342	85,03817782	0,72317	1,13120936	0,010722	1,4602	0,000015454	121,2882675	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8503,817782	0,72317	45,03425574	0,010722	1,4602	0,000015454	48,28572901	9
Polistirene	0,028	0,125	0,342	23810,68979	0,72317	102,6188387	0,010722	1,4602	0,000015454	39,29951461	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8503,817782	0,72317	45,03425574	0,010722	1,4602	0,000015454	48,28572901	9
Zn	0,0001	116	0,342	85,03817782	0,72317	1,13120936	0,010722	1,4602	0,000015454	121,2882675	9

➤ **1,3 m**

Sisi Depan											
Material	Konduksi		Re	Pr	Nu	kf	density	u	h	V	
	L[m]	K[W/m.K] A[m2]									
Glass	0,88	0,8	0,441	753906,2703	0,72348	1628,422671	0,010652	1,4665	0,000015406	19,71131624	9
Udara	0,14	0,441									
Sisi Belakang											
Material	Konduksi		Re	Pr	Nu	kf	density	u	h	V	
	L[m]	K[W/m.K] A[m2]									
Zn	0,0001	116	0,441	85,67116708	0,72348	1,138101517	0,010652	1,4665	0,000015406	121,2305736	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8567,116708	0,72348	45,30863747	0,010652	1,4665	0,000015406	48,26276064	9
Polithierene	0,028	0,125	0,441	23987,92678	0,72348	103,2541189	0,010652	1,4665	0,000015406	39,28062077	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8567,116708	0,72348	45,30863747	0,010652	1,4665	0,000015406	48,26276064	9
Zn	0,0001	116	0,441	85,67116708	0,72348	1,138101517	0,010652	1,4665	0,000015406	121,2305736	9
Sisi Samping											
Material	Konduksi		Re	Pr	Nu	kf	density	u	h	V	
	L[m]	K[W/m.K] A[m2]									
Zn	0,0001	116	0,342	85,67116708	0,72348	1,138101517	0,010652	1,4665	0,000015406	121,2305736	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8567,116708	0,72348	45,30863747	0,010652	1,4665	0,000015406	48,26276064	9
Polithierene	0,028	0,125	0,342	23987,92678	0,72348	103,2541189	0,010652	1,4665	0,000015406	39,28062077	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8567,116708	0,72348	45,30863747	0,010652	1,4665	0,000015406	48,26276064	9
Zn	0,0001	116	0,342	85,67116708	0,72348	1,138101517	0,010652	1,4665	0,000015406	121,2305736	9

LAMPIRAN 14. Tabel Hasil Perhitungan \dot{Q}_{gain} Pada Beban 28,8 Watt

➤ **0,9 m**

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.k)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Glass	0,88	0,8	0,441	744692,7547	0,72298	1612,11474	0,0216	1,4561	0,000015486	39,57008254	9
Udara	0,14	0,441									
Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.k)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,441	84,62417668	0,72298	1,126703749	0,0216	1,4561	0,000015486	243,3680098	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8462,417668	0,72298	44,85488416	0,0216	1,4561	0,000015486	96,88654978	9
Polilutereene	0,028	0,125	0,441	23694,76947	0,72298	102,2200678	0,0216	1,4561	0,000015486	78,85548084	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8462,417668	0,72298	44,85488416	0,0216	1,4561	0,000015486	96,88654978	9
Zn	0,0001	116	0,441	84,62417668	0,72298	1,126703749	0,0216	1,4561	0,000015486	243,3680098	9
Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.k)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,342	84,62417668	0,72298	1,126703749	0,0216	1,4561	0,000015486	243,3680098	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8462,417668	0,72298	44,85488416	0,0216	1,4561	0,000015486	96,88654978	9
Polilutereene	0,028	0,125	0,342	23694,76947	0,72298	102,2200678	0,0216	1,4561	0,000015486	78,85548084	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8462,417668	0,72298	44,85488416	0,0216	1,4561	0,000015486	96,88654978	9
Zn	0,0001	116	0,342	84,62417668	0,72298	1,126703749	0,0216	1,4561	0,000015486	243,3680098	9

➤ **1,1 m**

Material		Sisi Depan										
		Konduksi			Konveksi Dalam							
		L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Glass		0,88	0,8	0,441	749088,0373	0,72321	1619,891958	0,0215	1,4611	0,000015448	39,5769058	9
Udara		0,14	0,441									

Material		Sisi Belakang										
		Konduksi			Konveksi Dalam							
		L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Zn		0,0001	116	0,441	85,1236406	0,72321	1,132139418	0,0215	1,4611	0,000015448	243,409975	9
Kayu		0,01	0,175	0,441	8512,36406	0,72321	45,07128205	0,0215	1,4611	0,000015448	96,90325642	9
Polilutereene		0,028	0,125	0,441	23834,61937	0,72321	102,7132182	0,0215	1,4611	0,000015448	78,86907829	9
Kayu		0,01	0,175	0,441	8512,36406	0,72321	45,07128205	0,0215	1,4611	0,000015448	96,90325642	9
Zn		0,0001	116	0,441	85,1236406	0,72321	1,132139418	0,0215	1,4611	0,000015448	243,409975	9

Material		Sisi Samping										
		Konduksi			Konveksi Dalam							
		L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Zn		0,0001	116	0,342	85,1236406	0,72321	1,132139418	0,0215	1,4611	0,000015448	243,409975	9
Kayu		0,01	0,175	0,342	8512,36406	0,72321	45,07128205	0,0215	1,4611	0,000015448	96,90325642	9
Polilutereene		0,028	0,125	0,342	23834,61937	0,72321	102,7132182	0,0215	1,4611	0,000015448	78,86907829	9
Kayu		0,01	0,175	0,342	8512,36406	0,72321	45,07128205	0,0215	1,4611	0,000015448	96,90325642	9
Zn		0,0001	116	0,342	85,1236406	0,72321	1,132139418	0,0215	1,4611	0,000015448	243,409975	9

➤ **1,3 m**

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L [m]	K [W/(m.K)]	A [m ²]	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Glass	0,88	0,8	0,441	753453,6016	0,72345	1627,618147	0,0214	1,466	0,00001541	39,58071402	9
Udara	0,14	0,441									

Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L [m]	K [W/(m.K)]	A [m ²]	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,441	85,61972745	0,72345	1,137539237	0,0214	1,466	0,00001541	243,4333966	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8561,972745	0,72345	45,28625269	0,0214	1,466	0,00001541	96,91258075	9
Polilutereene	0,028	0,125	0,441	23973,52369	0,72345	103,2031161	0,0214	1,466	0,00001541	78,87666732	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8561,972745	0,72345	45,28625269	0,0214	1,466	0,00001541	96,91258075	9
Zn	0,0001	116	0,441	85,61972745	0,72345	1,137539237	0,0214	1,466	0,00001541	243,4333966	9

Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L [m]	K [W/(m.K)]	A [m ²]	Re	Pr	Nu	kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,342	85,61972745	0,72345	1,137539237	0,0214	1,466	0,00001541	243,4333966	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8561,972745	0,72345	45,28625269	0,0214	1,466	0,00001541	96,91258075	9
Polilutereene	0,028	0,125	0,342	23973,52369	0,72345	103,2051161	0,0214	1,466	0,00001541	78,87666732	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8561,972745	0,72345	45,28625269	0,0214	1,466	0,00001541	96,91258075	9
Zn	0,0001	116	0,342	85,61972745	0,72345	1,137539237	0,0214	1,466	0,00001541	243,4333966	9

LAMPIRAN 15. Tabel Hasil Perhitungan \dot{Q}_{gain} Pada Beban 86,4 Watt

➤ **0,9 m**

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Glass	0,88	0,8	0,441	734738,4102	0,72242	1594,444171	0,021701	1,4448	0,000015574	39,3193563	9
Udara	0,14	0,441									

Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,441	83,49300116	0,72242	1,114354008	0,021701	1,4448	0,000015574	241,8259633	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8349,300116	0,72242	44,36323212	0,021701	1,4448	0,000015574	96,27265001	9
Poliluterenak	0,028	0,125	0,441	23378,04032	0,72242	101,0996389	0,021701	1,4448	0,000015574	78,35583067	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8349,300116	0,72242	44,36323212	0,021701	1,4448	0,000015574	96,27265001	9
Zn	0,0001	116	0,441	83,49300116	0,72242	1,114354008	0,021701	1,4448	0,000015574	241,8259633	9

Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,342	83,49300116	0,72242	1,114354008	0,021701	1,4448	0,000015574	241,8259633	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8349,300116	0,72242	44,36323212	0,021701	1,4448	0,000015574	96,27265001	9
Poliluterenak	0,028	0,125	0,342	23378,04032	0,72242	101,0996389	0,021701	1,4448	0,000015574	78,35583067	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8349,300116	0,72242	44,36323212	0,021701	1,4448	0,000015574	96,27265001	9
Zn	0,0001	116	0,342	83,49300116	0,72242	1,114354008	0,021701	1,4448	0,000015574	241,8259633	9

➤ **1,1 m**

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Glass	0,88	0,8	0,441	741262,181	0,72278	1606,023875	0,021612	1,4522	0,000015516	39,44248634	9
Udara	0,14	0,441									

Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,441	84,23433875	0,72278	1,122447041	0,021612	1,4522	0,000015516	242,5832545	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8423,433875	0,72278	44,68542155	0,021612	1,4522	0,000015516	96,57413306	9
Poliluterenak	0,028	0,125	0,441	23585,61485	0,72278	101,8338784	0,021612	1,4522	0,000015516	78,60120642	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8423,433875	0,72278	44,68542155	0,021612	1,4522	0,000015516	96,57413306	9
Zn	0,0001	116	0,441	84,23433875	0,72278	1,122447041	0,021612	1,4522	0,000015516	242,5832545	9

Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,342	84,23433875	0,72278	1,122447041	0,021612	1,4522	0,000015516	242,5832545	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8423,433875	0,72278	44,68542155	0,021612	1,4522	0,000015516	96,57413306	9
Poliluterenak	0,028	0,125	0,342	23585,61485	0,72278	101,8338784	0,021612	1,4522	0,000015516	78,60120642	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8423,433875	0,72278	44,68542155	0,021612	1,4522	0,000015516	96,57413306	9
Zn	0,0001	116	0,342	84,23433875	0,72278	1,122447041	0,021612	1,4522	0,000015516	242,5832545	9

➤ **1,3 m**

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Glass	0,88	0,8	0,441	752960,9936	0,72315	1626,544137	0,021523	1,4697	0,000015459	39,78194257	9
Udara	0,14	0,441									

Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,441	85,56374927	0,72315	1,136788613	0,021523	1,4697	0,000015459	244,6710132	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8556,374927	0,72315	45,25638983	0,021523	1,4697	0,000015459	97,40528479	9
Poliluterenak	0,028	0,125	0,441	23957,8498	0,72315	103,1350159	0,021523	1,4697	0,000015459	79,27767668	9
Kayu	0,01	0,175	0,441	8556,374927	0,72315	45,25638983	0,021523	1,4697	0,000015459	97,40528479	9
Zn	0,0001	116	0,441	85,56374927	0,72315	1,136788613	0,021523	1,4697	0,000015459	244,6710132	9

Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Ra	Pr	Nu	Konveksi Dalam				
	L[m]	K[W/(m.K)]	A[m ²]				kt	density	u	h	V
Zn	0,0001	116	0,342	85,56374927	0,72315	1,136788613	0,021523	1,4697	0,000015459	244,6710132	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8556,374927	0,72315	45,25638983	0,021523	1,4697	0,000015459	97,40528479	9
Poliluterenak	0,028	0,125	0,342	23957,8498	0,72315	103,1350159	0,021523	1,4697	0,000015459	79,27767668	9
Kayu	0,01	0,175	0,342	8556,374927	0,72315	45,25638983	0,021523	1,4697	0,000015459	97,40528479	9
Zn	0,0001	116	0,342	85,56374927	0,72315	1,136788613	0,021523	1,4697	0,000015459	244,6710132	9

LAMPIRAN 16. Tabel Hasil Perhitungan \dot{Q}_{gain} Pada Beban 86,4 Watt

➤ **0,9 m**

Material	Konduksi			Sisi Depan							
	L(m)	K (W/m.K)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Glass	0.88	0.8	0.441	726063.2547	0.72194	1579.019277	0.02182	1.4348	0.000015651	39.15250071	9
Udara	0.14		0.441								
Material	Konduksi			Sisi Belang							
	L(m)	K (W/m.K)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.441	82.50718804	0.72194	1.105973579	0.02182	1.4348	0.000015651	240.7997549	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8250.718804	0.72194	43.93405549	0.02182	1.4348	0.000015651	95.86410909	9
Polithierene	0.028	0.125	0.441	23162.01265	0.72194	100.1215857	0.02182	1.4348	0.000015651	78.02332144	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8250.718804	0.72194	43.93405549	0.02182	1.4348	0.000015651	95.86410909	9
Zn	0.0001	116	0.441	82.50718804	0.72194	1.105973579	0.02182	1.4348	0.000015651	240.7997549	9
Material	Konduksi			Sisi Samping							
	L(m)	K (W/m.K)	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.342	82.50718804	0.72194	1.105973579	0.02182	1.4348	0.000015651	240.7997549	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8250.718804	0.72194	43.93405549	0.02182	1.4348	0.000015651	95.86410909	9
Polithierene	0.028	0.125	0.342	23162.01265	0.72194	100.1215857	0.02182	1.4348	0.000015651	78.02332144	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8250.718804	0.72194	43.93405549	0.02182	1.4348	0.000015651	95.86410909	9
Zn	0.0001	116	0.342	82.50718804	0.72194	1.105973579	0.02182	1.4348	0.000015651	240.7997549	9

➤ **1,1 m**

Sisi Depan											
Material	Konduksi			Konveksi: Dalam							
	L(m)	K (W/(m.K))	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Glass	0.88	0.8	0.441	728013.8169	0.72205	1582.491544	0.021793	1.437	0.000015633	39.19004343	9
Udara	0.14		0.441								
Sisi Belakang											
Material	Konduksi			Konveksi: Dalam							
	L(m)	K (W/(m.K))	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.441	82.72884283	0.72205	1.10600034	0.021793	1.437	0.000015633	241.030654	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8272.884283	0.72205	44.03066659	0.021793	1.437	0.000015633	95.9560317	9
Polithierene	0.028	0.125	0.441	23164.07599	0.72205	100.3417333	0.021793	1.437	0.000015633	78.0981568	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8272.884283	0.72205	44.03066659	0.021793	1.437	0.000015633	95.9560317	9
Zn	0.0001	116	0.441	82.72884283	0.72205	1.10600034	0.021793	1.437	0.000015633	241.030654	9
Sisi Samping											
Material	Konduksi			Konveksi: Dalam							
	L(m)	K (W/(m.K))	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.342	82.72884283	0.72205	1.10600034	0.021793	1.437	0.000015633	241.030654	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8272.884283	0.72205	44.03066659	0.021793	1.437	0.000015633	95.9560317	9
Polithierene	0.028	0.125	0.342	23164.07599	0.72205	100.3417333	0.021793	1.437	0.000015633	78.0981568	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8272.884283	0.72205	44.03066659	0.021793	1.437	0.000015633	95.9560317	9
Zn	0.0001	116	0.342	82.72884283	0.72205	1.10600034	0.021793	1.437	0.000015633	241.030654	9

➤ **1,3 m**

Sisi Depan											
Material	Konduksi			Konveksi: Dalam							
	L(m)	K (W/(m.K))	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Glass	0.88	0.8	0.441	719972.8484	0.72216	1585.977047	0.021767	1.4393	0.000015616	39.22950272	9
Udara	0.14		0.441								
Sisi Belakang											
Material	Konduksi			Konveksi: Dalam							
	L(m)	K (W/(m.K))	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.441	82.95146004	0.72216	1.108436351	0.021767	1.4393	0.000015616	241.2733406	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8295.146004	0.72216	44.12764596	0.021767	1.4393	0.000015616	96.05264695	9
Polithierene	0.028	0.125	0.441	23216.40881	0.72216	100.5627602	0.021767	1.4393	0.000015616	78.17677148	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8295.146004	0.72216	44.12764596	0.021767	1.4393	0.000015616	96.05264695	9
Zn	0.0001	116	0.441	82.95146004	0.72216	1.108436351	0.021767	1.4393	0.000015616	241.2733406	9
Sisi Samping											
Material	Konduksi			Konveksi: Dalam							
	L(m)	K (W/(m.K))	A(m ²)	Re	Pr	Nu	Kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.342	82.95146004	0.72216	1.108436351	0.021767	1.4393	0.000015616	241.2733406	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8295.146004	0.72216	44.12764596	0.021767	1.4393	0.000015616	96.05264695	9
Polithierene	0.028	0.125	0.342	23216.40881	0.72216	100.5627602	0.021767	1.4393	0.000015616	78.17677148	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8295.146004	0.72216	44.12764596	0.021767	1.4393	0.000015616	96.05264695	9
Zn	0.0001	116	0.342	82.95146004	0.72216	1.108436351	0.021767	1.4393	0.000015616	241.2733406	9

LAMPIRAN 17. Tabel Hasil Perhitungan \dot{Q}_{gain} Pada Beban 105,6 Watt

➤ 0,9 m

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Glass	0.88	0.8	0.441	704861.0024	0.72074	1541.175987	0.022118	1.4099	0.000015842	38.75605737	9
Udara	0.14		0.441								
Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.441	80.09784118	0.72074	1.077124975	0.021118	1.4099	0.000015842	258.238502	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8009.784118	0.72074	42.88111762	0.021118	1.4099	0.000015842	94.84445596	9
Polistirene	0.018	0.125	0.441	22437.39553	0.72074	97.72203922	0.021118	1.4099	0.000015842	77.19345084	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8009.784118	0.72074	42.88111762	0.021118	1.4099	0.000015842	94.84445596	9
Zn	0.0001	116	0.441	80.09784118	0.72074	1.077124975	0.021118	1.4099	0.000015842	258.238502	9
Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.342	80.09784118	0.72074	1.077124975	0.021118	1.4099	0.000015842	258.238502	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8009.784118	0.72074	42.88111762	0.021118	1.4099	0.000015842	94.84445596	9
Polistirene	0.018	0.125	0.342	22437.39553	0.72074	97.72203922	0.021118	1.4099	0.000015842	77.19345084	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8009.784118	0.72074	42.88111762	0.021118	1.4099	0.000015842	94.84445596	9
Zn	0.0001	116	0.342	80.09784118	0.72074	1.077124975	0.021118	1.4099	0.000015842	258.238502	9

➤ 1,1 m

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Glass	0.88	0.8	0.441	708056.9152	0.72092	1546.891205	0.022072	1.4137	0.000015813	38.79884394	9
Udara	0.14		0.441								
Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.441	80.46101309	0.72092	1.08111933	0.022072	1.4137	0.000015813	258.6246585	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8046.101309	0.72092	43.04013575	0.022072	1.4137	0.000015813	94.99818762	9
Polistirene	0.018	0.125	0.441	22529.08367	0.72092	98.08442658	0.022072	1.4137	0.000015813	77.31855227	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8046.101309	0.72092	43.04013575	0.022072	1.4137	0.000015813	94.99818762	9
Zn	0.0001	116	0.441	80.46101309	0.72092	1.08111933	0.022072	1.4137	0.000015813	258.6246585	9
Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.342	80.46101309	0.72092	1.08111933	0.022072	1.4137	0.000015813	258.6246585	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8046.101309	0.72092	43.04013575	0.022072	1.4137	0.000015813	94.99818762	9
Polistirene	0.018	0.125	0.342	22529.08367	0.72092	98.08442658	0.022072	1.4137	0.000015813	77.31855227	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8046.101309	0.72092	43.04013575	0.022072	1.4137	0.000015813	94.99818762	9
Zn	0.0001	116	0.342	80.46101309	0.72092	1.08111933	0.022072	1.4137	0.000015813	258.6246585	9

➤ 1,3 m

Material	Sisi Depan										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Glass	0.88	0.8	0.441	711264.5717	0.7211	1552.622787	0.022027	1.4175	0.000015784	38.86320697	9
Udara	0.14		0.441								
Material	Sisi Belakang										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.441	80.82351951	0.7211	1.085125122	0.022027	1.4175	0.000015784	259.0205107	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8082.551951	0.7211	43.19960921	0.022027	1.4175	0.000015784	95.1557792	9
Polistirene	0.018	0.125	0.441	22631.14546	0.7211	98.44785162	0.022027	1.4175	0.000015784	77.44681527	9
Kayu	0.01	0.175	0.441	8082.551951	0.7211	43.19960921	0.022027	1.4175	0.000015784	95.1557792	9
Zn	0.0001	116	0.441	80.82351951	0.7211	1.085125122	0.022027	1.4175	0.000015784	259.0205107	9
Material	Sisi Samping										
	Konduksi			Konveksi Dalam							
	L(m)	K(W/m.K)	A(m ²)	Ra	Pr	Nu	kf	density	u	h	V
Zn	0.0001	116	0.342	80.82351951	0.7211	1.085125122	0.022027	1.4175	0.000015784	259.0205107	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8082.551951	0.7211	43.19960921	0.022027	1.4175	0.000015784	95.1557792	9
Polistirene	0.018	0.125	0.342	22631.14546	0.7211	98.44785162	0.022027	1.4175	0.000015784	77.44681527	9
Kayu	0.01	0.175	0.342	8082.551951	0.7211	43.19960921	0.022027	1.4175	0.000015784	95.1557792	9
Zn	0.0001	116	0.342	80.82351951	0.7211	1.085125122	0.022027	1.4175	0.000015784	259.0205107	9

LAMPIRAN 18. Tabel Hasil Perhitungan Rayleigh Number

Rayleigh Number 0,9 m										
Beban	Ra Samping	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	20618593970	0,7081083	9,81	0,046307016	13,39	29,8	21,595	0,98	0,000015511	0,000021938
28,8 Watt	20813032866	0,70811995	9,81	0,046411888	13,285	29,8	21,5425	0,98	0,000015507	0,000021931
57,6 Watt	17866535303	0,707832	9,81	0,04415011	15,1	30,2	22,65	0,98	0,000015605	0,000022078
86,4 Watt	19999677468	0,708027	9,81	0,0456621	13,8	30	21,9	0,98	0,000015538	0,000021979
105,6 Watt	13836110166	0,7075382	9,81	0,042052145	17,56	30	23,78	0,98	0,000015706	0,000022227
Beban	Ra Depan	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	55659366421	0,70975	9,81	0,065466448	0,75	29,8	15,275	0,98	0,000014949	0,000021104
28,8 Watt	5605047386	0,70978	9,81	0,063963081	0,52	29,8	15,16	0,98	0,000014899	0,000021089
57,6 Watt	4988151382	0,70951	9,81	0,061709349	2,21	30,2	16,205	0,98	0,000015032	0,000021227
86,4 Watt	57881663916	0,70980	9,81	0,066225166	0,2	30	15,1	0,98	0,000014983	0,000021081
105,6 Watt	41895513209	0,70922	9,81	0,057786767	4,61	30	17,305	0,98	0,000015129	0,000021372
Beban	Ra Belakang	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	20618593970	0,7097495	9,81	0,046307016	13,39	29,8	21,595	0,98	0,000015511	0,000021938
28,8 Watt	20813032866	0,7097794	9,81	0,046411888	13,285	29,8	21,5425	0,98	0,000015507	0,000021931
57,6 Watt	17866535303	0,7095077	9,81	0,04415011	15,1	30,2	22,65	0,98	0,000015605	0,000022078
86,4 Watt	19999677468	0,709795	9,81	0,0456621	13,8	30	21,9	0,98	0,000015538	0,000021979
105,6 Watt	13836110166	0,7092217	9,81	0,042052145	17,56	30	23,78	0,98	0,000015706	0,000022227
Rayleigh Number 1,1 m										
Beban	Ra Samping	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	22095527741	0,70826	9,81	0,047607712	12,51	29,5	21,005	0,98	0,000015459	0,000021860
28,8 Watt	22145074870	0,70821	9,81	0,047186505	12,585	29,8	21,1925	0,98	0,000015475	0,000021885
57,6 Watt	19567881217	0,70800	9,81	0,045413261	14,04	30	22,02	0,98	0,000015549	0,000021994
86,4 Watt	20582860609	0,70807	9,81	0,04599816	13,48	30	21,74	0,98	0,000015524	0,000021957
105,6 Watt	16214070259	0,70774	9,81	0,04359365	16,02	30	23,01	0,98	0,000015637	0,000022125
Beban	Ra Depan	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	59479167803	0,70990	9,81	0,068096697	-0,13	29,5	14,685	0,98	0,000014896	0,000021026
28,8 Watt	59582518705	0,70987	9,81	0,067521945	-0,18	29,8	14,81	0,98	0,000014907	0,000021043
57,6 Watt	54013454249	0,70967	9,81	0,064205457	1,15	30	15,575	0,98	0,000014976	0,000021144
86,4 Watt	59245546134	0,70984	9,81	0,066934404	-0,12	30	14,94	0,98	0,000014919	0,000021060
105,6 Watt	43606573548	0,70929	9,81	0,058702671	4,07	30	17,035	0,98	0,000015105	0,000021336
Beban	Ra Belakang	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	22095527741	0,7099029	9,81	0,047607712	12,51	29,5	21,005	0,98	0,000015459	0,000021860
28,8 Watt	22145074870	0,7098704	9,81	0,047186505	12,585	29,8	21,1925	0,98	0,000015475	0,000021885
57,6 Watt	19567881217	0,7096715	9,81	0,045413261	14,04	30	22,02	0,98	0,000015549	0,000021994
86,4 Watt	20582860609	0,7098366	9,81	0,04599816	13,48	30	21,74	0,98	0,000015524	0,000021957
105,6 Watt	16214070259	0,7092919	9,81	0,04359365	16,02	30	23,01	0,98	0,000015637	0,000022125
Rayleigh Number 1,3 m										
Beban	Ra Samping	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	24088399631	0,70834	9,81	0,048297513	11,61	29,8	20,705	0,98	0,000015432	0,000021821
28,8 Watt	23529470100	0,70830	9,81	0,047978889	11,885	29,8	20,8425	0,98	0,000015444	0,000021839
57,6 Watt	21187375277	0,70816	9,81	0,046750818	12,98	29,8	21,39	0,98	0,000015493	0,000021911
86,4 Watt	21176898679	0,70811	9,81	0,046339203	13,16	30	21,58	0,98	0,000015510	0,000021936
105,6 Watt	17094078616	0,70781	9,81	0,043975374	15,48	30	22,74	0,98	0,000015613	0,000022089
Beban	Ra Depan	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	63411593951	0,70998	9,81	0,069516858	-1,03	29,8	14,385	0,98	0,000014870	0,000020987
28,8 Watt	62718020228	0,70996	9,81	0,069156293	-0,88	29,8	14,46	0,98	0,000014876	0,000020997
57,6 Watt	58415958295	0,70984	9,81	0,066912011	-0,09	29,8	14,945	0,98	0,000014919	0,000021061
86,4 Watt	60641792547	0,70988	9,81	0,067658999	-0,44	30	14,78	0,98	0,000014905	0,000021039
105,6 Watt	45379472624	0,70936	9,81	0,059648076	3,53	30	16,765	0,98	0,000015081	0,000021301
Beban	Ra Belakang	Pr	g	β	$T_{s,o}$	TL	TF	L	v	α
0 Watt	24088399631	0,709809	9,81	0,048297513	11,61	29,8	20,705	0,98	0,000015432	0,000021821
28,8 Watt	23529470100	0,7099614	9,81	0,047978889	11,885	29,8	20,8425	0,98	0,000015444	0,000021839
57,6 Watt	21187375277	0,708313	9,81	0,046750818	12,98	29,8	21,39	0,98	0,000015493	0,000021911
86,4 Watt	21176898679	0,708782	9,81	0,046339203	13,16	30	21,58	0,98	0,000015510	0,000021936
105,6 Watt	17094078616	0,7093621	9,81	0,043975374	15,48	30	22,74	0,98	0,000015613	0,000022089

Lampiran 19. Tabel Perhitungan *Free Convection Coefficient* (1)

Free Convection Coefficient 0,9 m					
Beban	h-Samping	Ra Samping	Nu	L	Kf
0 Watt	23,97648354	20618593970	905,1354362	0,98	0,025960
28,8 Watt	24,0460934	20813032866	907,9101664	0,98	0,025955
57,6 Watt	22,95647925	17866535303	863,8208286	0,98	0,026044
86,4 Watt	23,76152649	19999677468	896,1782621	0,98	0,025984
105,6 Watt	21,19577649	13836110166	794,8091772	0,98	0,026134
Beban	h-Depan	RaDepan	Nu	L	Kf
0 Watt	32,52004629	55659366421	1252,048612	0,98	0,025454
28,8 Watt	32,68804903	56605047386	1258,971894	0,98	0,025445
57,6 Watt	31,48639928	49981613982	1208,719359	0,98	0,025528
86,4 Watt	32,92117444	57881663916	1268,189896	0,98	0,025440
105,6 Watt	29,82299159	41895513209	1140,930488	0,98	0,025616
Beban	h-Belakang	Ra Belakang	Nu	L	Kf
0 Watt	23,98461118	20618593970	905,4422623	0,98	0,025960
28,8 Watt	24,05432522	20813032866	908,2209757	0,98	0,025955
57,6 Watt	22,9644145	17866535303	864,1194215	0,98	0,026044
86,4 Watt	23,7701924	19999677468	896,5051014	0,98	0,025984
105,6 Watt	21,20313378	13836110166	795,0850642	0,98	0,026134
Free Convection Coefficient 1,1 m					
Beban	h-Samping	Ra Samping	Nu	L	Kf
0 Watt	25,1021015	22099527741	925,8549826	0,98	0,026570
28,8 Watt	25,13968397	22145074870	926,467071	0,98	0,026592
57,6 Watt	24,15879362	19567881217	889,8233085	0,98	0,026607
86,4 Watt	24,56044457	20582860609	904,6170261	0,98	0,026607
105,6 Watt	22,72296233	16214070259	836,9383767	0,98	0,026607
Beban	h-Depan	RaDepan	Nu	L	Kf
0 Watt	33,17294794	59479167803	1279,558582	0,98	0,025407
28,8 Watt	33,20462661	59582518705	1280,276592	0,98	0,025417
57,6 Watt	32,23233192	54013454249	1239,80239	0,98	0,025478
86,4 Watt	33,15643245	59245546134	1277,895474	0,98	0,025427
105,6 Watt	30,19045711	43606573548	1155,963241	0,98	0,025595
Beban	h-Belakang	Ra Belakang	Nu	L	Kf
0 Watt	25,11061051	22099527741	926,168825	0,98	0,026570
28,8 Watt	25,14829071	22145074870	926,7842533	0,98	0,026592
57,6 Watt	24,16714486	19567881217	890,1309036	0,98	0,026607
86,4 Watt	24,56940213	20582860609	904,9469534	0,98	0,026607
105,6 Watt	22,73024332	16214070259	837,2065521	0,98	0,026607

Lampiran 20. Tabel Hasil Perhitungan *Free Convection Coefficient* (2)

Free Convection Coefficient 1.3 m					
Beban	h-Samping	Ra Samping	Nu	L	Kf
0 Watt	25,15516932	24088399631	952,2437051	0,98	0,025888
28,8 Watt	24,97381931	23529470100	944,9772168	0,98	0,025899
57,6 Watt	24,24911401	21387375277	916,0061877	0,98	0,025943
86,4 Watt	24,18501175	21176898679	913,0497843	0,98	0,025958
105,6 Watt	22,63463946	17094078616	851,4750441	0,98	0,026051
Beban	h-Depan	RaDepan	Nu	L	Kf
0 Watt	33,87534554	63411593951	1306,651709	0,98	0,025407
28,8 Watt	33,76686598	62718020228	1301,954953	0,98	0,025417
57,6 Watt	33,06982899	58415958295	1272,016344	0,98	0,025478
86,4 Watt	33,41024144	60641792547	1287,677629	0,98	0,025427
105,6 Watt	30,58652511	45379472624	1171,1283	0,98	0,025595
Beban	h-Belakang	Ra Belakang	Nu	L	Kf
0 Watt	25,1636978	24088399631	952,566549	0,98	0,025888
28,8 Watt	24,98236976	23529470100	945,3007546	0,98	0,025899
57,6 Watt	24,25749675	21387375277	916,3228442	0,98	0,025943
86,4 Watt	24,19383266	21176898679	913,3827972	0,98	0,025958
105,6 Watt	22,6418927	17094078616	851,7478983	0,98	0,026051

Lampiran 21. Tabel Perhitungan

	Depan										Samping			
	TL		TK		Rkond	Rkond tot	Qgain	Rkond	Rkond tot	Qgain				
	°C	K	°C	K	K/W	K/W	Watt	K/W	K/W	Watt				
0.9 m & 0 Watt	29.8	303.95	-31.6	242.55	2.284580499	0.184680043	24.8657438	1.816796125	0.671530787	134.849645				
0.9 m & 28.8 Watt	29.8	303.95	-31.9	242.25	2.284580499	0.12667537	25.58832549	1.816796125	0.46649681	148.393073				
0.9 m & 57.6 Watt	30	304.35	-30.28	243.87	2.284580499	0.126688234	25.05106377	1.816796125	0.458473262	147.072695				
0.9 m & 86.4 Watt	30	304.15	-28.86	245.29	2.284580499	0.126795328	24.40930167	1.816796125	0.451503978	146.81038				
0.9 m & 105.6 Watt	30	304.15	-25.32	248.83	2.284580499	0.134573508	22.86749824	1.816796125	0.481287793	143.367262				
1.1 m & 0 Watt	29.5	303.65	-32.48	241.67	2.284580499	0.183340571	25.11425538	1.816796125	0.661514693	135.623158				
1.1 m & 28.8 Watt	29.8	303.95	-32.6	241.55	2.284580499	0.125586272	25.89032459	1.816796125	0.436695592	149.346012				
1.1 m & 57.6 Watt	30	304.15	-31.34	242.81	2.284580499	0.127841542	25.42672839	1.816796125	0.446129526	148.254981				
1.1 m & 86.4 Watt	30	304.15	-29.18	244.97	2.284580499	0.126251123	24.54754594	1.816796125	0.44395861	147.443395				
1.1 m & 105.6 Watt	30	304.15	-25.86	248.29	2.284580499	0.133553318	23.10045855	1.816796125	0.463889633	144.697707				
1.3 m & 0 Watt	29.8	303.95	-33.58	240.77	2.284580499	0.182041236	25.61398009	1.816796125	0.661376387	136.120467				
1.3 m & 28.8 Watt	29.8	303.95	-33.3	240.85	2.284580499	0.124517734	26.19237321	1.816796125	0.438092957	149.563898				
1.3 m & 57.6 Watt	29.8	303.95	-32.4	241.75	2.284580499	0.125705245	25.8066891	1.816796125	0.443991622	148.815071				
1.3 m & 86.4 Watt	30	304.15	-29.5	244.65	2.284580499	0.125707564	24.68584602	1.816796125	0.447103728	147.378427				
1.3 m & 105.6 Watt	30	304.15	-26.4	247.75	2.284580499	0.13254655	23.33348593	1.816796125	0.464435058	144.899825				

Belakang				Qheater				Qfan			
Rkond	Rkond tot	Qgain	Qgain tot	V	I	cos	hasil	Qfan	Qfan		
K/W	K/W	Watt	Watt	Volts	Amper		Watt	Watt	Watt		
1.816796125	0.671454883	24.6759671	184.3913556	0	0.6	0.8	0	7.5	191.8913556		
1.816796125	0.446373249	27.26265242	201.2440509	60	0.6	0.8	28.8	7.5	237.5440509		
1.816796125	0.458392423	26.58241228	198.7061708	120	0.6	0.8	57.6	7.5	263.8061708		
1.816796125	0.451421578	25.9489806	197.1695717	180	0.6	0.8	86.4	7.5	291.0695717		
1.816796125	0.481199873	24.07314898	190.3079096	220	0.6	0.8	105.6	7.5	303.4079096		
									257.5438117		
1.816796125	0.661542194	25.00869213	185.7461451	0	0.6	0.8	0	7.5	195.2461451		
1.816796125	0.43662248	27.6912598	202.927596	60	0.6	0.8	28.8	7.5	239.2275960		
1.816796125	0.446052707	27.1074228	200.7891325	120	0.6	0.8	57.6	7.5	265.8891325		
1.816796125	0.443856139	26.17828533	198.1692266	180	0.6	0.8	86.4	7.5	292.0692266		
1.816796125	0.463813925	24.49344639	192.2916121	220	0.6	0.8	105.6	7.5	305.3916121		
									259.1647425		
1.816796125	0.661304028	25.4953376	187.2297848	0	0.6	0.8	0	7.5	194.7297848		
1.816796125	0.438019355	27.98455154	203.7408225	60	0.6	0.8	28.8	7.5	240.0408225		
1.816796125	0.449315086	27.52076964	202.1419096	120	0.6	0.8	57.6	7.5	261.2419096		
1.816796125	0.447022766	26.28302125	198.3472946	180	0.6	0.8	86.4	7.5	292.2472946		
1.816796125	0.464359049	24.7243154	192.9576267	220	0.6	0.8	105.6	7.5	306.0576267		
									260.0634876		

m LS	m HS	Wc LS	Wc HS	W cascade	eff com LS	eff com HS	HRR	COP	Qevap HS	COP HS	Qcond LS	Qcond HS
kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	%			kg/s		kg/s	kg/s
0.00096085	0.0007661	0.0477462	0.0700357	112.7839417	55.7299479	9.87	1.58	1.7014067	0.234609573	3.550284063	0.234609573	0.30460753
0.00119363	0.0009587	0.0507053	0.0666751	117.3804136	51.86813187	13.96	1.49	2.0237111	0.286249399	4.32319632	0.286249399	0.35490245
0.001316	0.0010499	0.0546931	0.0722782	126.9713438	50.89395053	7.68	1.48	2.0778828	0.318495939	4.400573902	0.318495939	0.39077175
0.00145324	0.0011822	0.0606583	0.0859002	146.5591862	51.48021973	18.25	1.50	1.9660206	0.351727837	4.994575756	0.351727837	0.4376288
0.00174145	0.0015511	0.0629464	0.0848148	147.7611671	55.30509310	3.07	1.49	2.2633670	0.366656234	5.315464619	0.366656234	0.45511691
0.00217364	0.0020216	0.0549303	0.0759420	130.2912109	53.05422827	9.34	1.51	1.9684377	0.311894086	4.098618932	0.311894086	0.387835023
0.00296061	0.0028152	0.0458452	0.0552513	96.064796	53.22984477	49.45	1.50	2.0109597	0.324091331	4.236647683	0.324091331	0.3894216
0.00118623	0.0009889	0.0460303	0.0683570	117.3602167	55.08988469	47.01	1.49	2.0384036	0.288230878	4.216553412	0.288230878	0.3565879
0.0013078	0.0010918	0.0544961	0.0742301	128.7262287	53.28444501	42.01	1.48	2.0653397	0.330385213	4.316107048	0.330385213	0.3946154
0.00142054	0.0012094	0.0598804	0.085310	145.4144451	54.1564318	47.37	1.50	2.085297	0.351952639	4.114911579	0.351952639	0.4374837
0.00147	0.001260	0.0633862	0.0814643	144.8504441	57.45502994	32.78	1.47	2.2083236	0.368777638	4.526886837	0.368777638	0.4502411
0.00217384	0.0020643	0.0553228	0.0729667	136.480573	54.04532761	43.72	1.49	2.0463513	0.31268758	4.262125763	0.31268758	0.385654315
0.00295988	0.0028070	0.0419884	0.0609656	102.8550883	55.06298328	112.11	1.53	1.8914050	3.883236983	0.236715234	0.236715234	0.297684
0.0011702	0.0010385	0.0513460	0.0653321	116.6781343	57.4086441	86.13	1.49	2.0572905	0.281386829	4.460084006	0.281386829	0.3567100
0.00129553	0.0011332	0.0558373	0.0795322	135.0605352	57.75931386	73.55	1.51	1.9782428	0.323079248	4.076544028	0.323079248	0.4023325
0.00140274	0.0012349	0.0594482	0.0817749	141.2203748	57.64417845	80.81	1.48	2.0694019	0.351695506	4.30077766	0.351695506	0.4334704
0.00145992	0.0012655	0.0624116	0.0827654	150.0639898	58.56866708	66.28	1.49	2.0895141	0.368468106	4.203755419	0.368468106	0.4562116
0.00212598	0.0011136	0.0542065	0.0749957	129.2021701	57.28860142	83.78	1.50	2.0071709	0.314270005	4.184798201	0.314270005	0.389265658

(Halaman Sengaja Dikosongkan)

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari pengujian alat Sistem Refrigerasi *Cascade* dan pengolahan data yang telah dilakukan, maka penulis memperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Dengan penggunaan panjang pipa kapiler yang berbeda maka didapatkan temperatur terendah evaporator sebesar $-41,64^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendinginan sebesar 28,8 Watt dan temperatur terendah kabin sebesar $-33,38^{\circ}\text{C}$ pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendinginan sebesar 0 Watt (tanpa beban). Kedua temperatur tersebut akan semakin meningkat pada beban yang sama dengan panjang pipa kapiler yang semakin panjang.
2. Panas yang diserap evaporator (\dot{Q}_{evap}) akan meningkat seiring bertambahnya beban pendinginan, dan \dot{Q}_{evap} akan semakin meningkat pula seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler dengan beban yang sama. Panas yang diserap evaporator (\dot{Q}_{evap}) tertinggi sebesar 306,06 [Watt] pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendingin sebesar 105,6 Watt (beban maksimum).
3. Nilai *Heat Rejection Ratio* atau Rasio Pembuangan Kalor siklus *Cascade* akan berkurang seiring bertambahnya beban pendinginan, akan tetapi HRR akan semakin meningkat seiring bertambahnya panjang pipa kapiler dengan beban yang sama. *Heat Rejection Ratio* terbesar yaitu 1,59 pada panjang pipa kapiler 1,3 m dengan beban pendingin sebesar 0 Watt (tanpa beban).
4. Nilai *Coefficient of Performance* atau Koefisien Prestasi akan berkurang seiring bertambahnya beban pendinginan. Dari 3 panjang pipa kapiler yang berbeda dengan beban pendingin yang sama, maka pipa kapiler yang memiliki

Coefficient of Performance (COP) terbesar adalah dengan panjang pipa kapiler 1,1 m.

5. Dengan penggunaan panjang pipa kapiler yang berbeda, rata-rata efisiensi isentropis kompresor HS dengan seluruh beban yang sama maka semakin bertambah seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler yaitu 9,34% (0,9 m), 43,72% (1,1 m) dan 83,78% (1,3 m), sementara rata-rata daya aktual yang diberikan kompresor HS yaitu 0,076 [kW] (0,9 m), 0,073 [kW] (1,1 m) dan 0,075 (1,3 m).
6. Laju massa refrijeran pada *high stage*, rata-rata pada 0,9 m sebesar $0,00127964 \left[\frac{kg}{s} \right]$; pada 1,1 m sebesar $0,0010643 \left[\frac{kg}{s} \right]$ dan pada 1,3 m sebesar $0,00111136 \left[\frac{kg}{s} \right]$.
7. Dengan 3 panjang pipa kapiler yang digunakan, maka pipa kapiler 1,1 m yang disarankan untuk digunakan dikarenakan memiliki hasil COP yang lebih besar dan daya keluaran kompresor yang lebih kecil dibandingkan dengan pipa kapiler yang lainnya pada beban pendinginan yang sama.

5.2 Saran

Setelah penelitian dilakukan maka untuk menyempurnakan penelitian sejenis penulis memberikan saran-saran sebagai berikut:

1. Untuk mendapatkan performa kerja yang lebih baik kompresor HS diganti.
2. Pengecekan kembali pada seluruh termocouple, karena banyak termocouple yang rusak dan harus diganti.
3. Thermo selector lebih baik diganti dikarenakan banyak penampilan temperatur yang sering eror dan ada beberapa yang rusak.

DAFTAR PUSTAKA

Alamsyah. R. Asep. 2014. TA : Studi Eksperimen Pengaruh Beban Pendinginan Pada Evaporator *Low Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade* Dengan *Intermediate Plate Heat Exchanger*. Surabaya: ITS Surabaya.

Indurain. P. Ruben. 2015. TA : Pengujian Karakteristik Kerja Pada Sisi *Low Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade* Dengan Fluida Kerja R-407F Sebagai Alternatif Ramah Lingkungan Dari R-404A Dengan Variasi Beban Pendinginan. Surabaya: ITS Surabaya.

Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman and Adrienne S. Lavine. 2007. *Fundamental of Heat and Mass Transfer 6th Edition*. US : John Wiley & Sons Inc.

Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5th. US : John & Wiley Inc.

Stoecker, Wilbert F. Jones, Jerold W. 1987. *Refrigeration and Air Conditioning*, 2nd Edition. Jakarta : Erlangga.

JB Company, 1967. *Copper Capillary Tubing*, <http://www.jbind.com/pdf/inst-tubing.pdf>

The Linde Group, 2014. *Products and Supply-Refrigerants-HFCs-R407F (PERFORMAX-LT)*, http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r407f/index.html

PT. Petrosa Refrigerant, 2004. *Musicool MC-22 Natural Refrigerant*, https://www.scribd.com/document/downloads/direct/220524712?extension=pdf&ft=1469721743<=1469725353&user_id=46333545&uahk=tXWW8Aqqr3T+REOlC0ulE1zAhX0

(Halaman Sengaja Dikosongkan)



BIODATA PENULIS

Nama : Aprilia Choirul Lathifah Fuad
Tempat, Tgl. Lahir : Surabaya, 12 April 1993
Alamat : Blok Rengas Payung
10/05 Kertasemaya,
Indramayu, Jawa Barat
E-mail : aprilialf012@gmail.com

Aprilia Choirul Lathifah Fuad lahir di Surabaya pada tanggal 12 April 1993 adalah anak pertama dari pasangan Fuadi dan Masning M. Penulis menyelesaikan pendidikan sekolah dasar di SDN 1 Kliwed (1999-2005), SMPN 1 Jatibarang (2005-2008), SMA 2 Darul Ulum Unggulan BPPT Jombang (2008-2011). Setelah lulus SMA penulis melanjutkan pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dan mengambil program D-3 dengan jurusan Teknik Mesin pada bidang studi Konversi Energi. Selama kuliah D3 penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan dan praktikum. Setelah lulus D3 pada tahun 2014 penulis melanjutkan pendidikan di jenjang Sarjana di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Selama duduk di bangku kuliah, penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan dan juga praktikum. Di jurusan Teknik Mesin penulis memilih Bidang Studi Konversi Energi. Pada akhir studinya penulis mengambil Tugas Akhir tentang Teknik Pendingin yaitu Sistem Refrigerasi *Cascade*.